

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
„КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО“

І. І. Верба, О. В. Даниленко

Проектування обладнання галузевого машинобудування: **ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ НА ОПОРАХ КОЧЕННЯ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра,
за освітньою програмою „Технології комп'ютерного конструювання верстатів,
роботів та машин“ спеціальності 131 „Прикладна механіка“*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Рецензенти: *Сохань Сергій Васильович, пров. н. с., д-р техн. наук, ст. н. с.
Інститут надтвердих матеріалів ім. В. М. Бакуля НАН України
Скуратовський Анатолій Кирилович, доцент, канд. техн. наук,
доцент КПІ ім. Ігоря Сікорського*

Відповідальний редактор *Струтинський В.Б., професор кафедри конструювання верстатів і
машин КПІ ім. Ігоря Сікорського
д-р техн. наук, професор*

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 2 від 01.10.2020 р.)
за поданням Вченої ради Механіко-машинобудівного інституту (протокол № 1 від 31.08.2020 р.)

Електронне мережне навчальне видання

*Верба Ірина Іванівна, канд. техн. наук, доцент
Даниленко Олександр Васильович, канд. техн. наук, доцент*

Проектування обладнання галузевого машинобудування: **ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ НА ОПОРАХ КОЧЕННЯ**

Проектування обладнання галузевого машинобудування: Шпиндельні вузли на опорах кочення. [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра, за освітньою програмою „Технології комп’ютерного конструювання верстатів, роботів та машин“ спеціальності 131 „Прикладна механіка“; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,9 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 135 с.

Шпиндельні вузли значною мірою визначають якість верстата. Однозначних рекомендацій щодо їхньої конструкції не існує, хоча є типові і перевірені часом варіанти конструкції. У посібнику розглянуто вимоги до шпиндельних вузлів (ШВ), показники їхньої працездатності, класифікацію ШВ та характеристики, конструкції і особливості використання підшипників кочення, які найчастіше застосовують у ШВ, Проаналізовано компоновки шпиндельних вузлів, варіанти конструктивної реалізації та регулювання опор, наведені приклади. Дано узагальнені рекомендації щодо певних шляхів забезпечення кращих показників працездатності. Окрему увагу приділено електрошпинделям як типовому ШВ високошвидкісних прецизійних верстатів, зокрема обробних центрів та фрезерних верстатів, особливостям їх конструктивної реалізації.

© І. І. Верба, О. В. Даниленко 2020
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020

Зміст

Вступ	4
1. Шпиндельні вузли металорізальних верстатів	6
2. Вимоги до шпиндельних вузлів та класифікація	6
2.1. Жорсткість	8
2.2. Тепловиділення в опорах та температурні деформації ШВ	9
2.3. Вібростійкість	10
2.4. Зносостійкість шийок, посадочних та базових поверхонь	11
3. Класифікація шпиндельних вузлів	12
4. Матеріали шпинделів	20
5. Характеристики підшипників кочення ШВ	22
6. Підшипники кочення шпиндельних вузлів	28
6.1. Дворядні радіальні з короткими циліндричними роликами	30
6.2. Конічні роликопідшипники	34
6.3. Радіально-упорні шарикопідшипники	38
6.4. Упорно-радіальні дворядні шарикопідшипники	47
6.5. Упорні шарико- та роликопідшипники	49
6.6. Голчасті підшипники	52
7. Критерії працездатності шпиндельних вузлів на опорах кочення	56
7.1. Швидкохідність	56
7.2. Навантажувальна здатність	59
7.3. Статична жорсткість	59
7.4. Динамічні характеристики	62
7.5. Енергетичні витрати	63
7.6. Тепловиділення у шпиндельних опорах	64
7.7. Статичні, динамічні та температурні зміщення	67
7.8. Строк служби (довговічність)	72
8. Компонувки шпиндельних вузлів	74
9. Регулювання радіального зазору у підшипниках кочення	82
10. Вибір типу передачі обертання на шпиндель	102
11. Електрошпинделі	107
Список літератури	133

Вступ

Конструюванню завжди був притаманним пошук нових рішень для досягнення певної мети. Незмінною виявлялась мета щодо досягнення точності, продуктивності, надійності, хоч акценти змінювалися, так само як і шляхи досягнення. Розширення технологічних можливостей і забезпечення гнучкості обладнання – це не є нова вимога, але в сучасних умовах значно зросла увага до цих показників: гнучкість прагнуть забезпечити навіть із деякою втратою продуктивності. Промислова революція 4.0 та Індустрія 4.0, які визначатимуть життя людства найближчим часом, і, відповідно, стан промисловості та рівень розвитку обладнання й вимоги до нього, ставить задачі, які є обов’язковими для виконання. Тісна взаємодія людей та пристроїв, Інтернет речей, якого не було раніше, інформаційні мережі зовсім іншого рівня, які є не лише джерелом інформації і її аналізу, а і інструментом прийняття рішень – все це неминуче призведе до бурхливого зростання і появи нових технологій та відповідного обробного і формоутворюючого обладнання. В наш час покупець диктує ринку, що слід виробляти. Відсутність дефіциту товарів посилює конкуренцію виробників.

Один з шляхів забезпечення гнучкості й широкої універсальності за одночасного підвищення точності і якості як обладнання, так і оброблюваних на ньому виробів, – це широке впровадження модульного методу конструювання. Метод також з’явився не вчора, але він отримав у наш час нові риси, інші масштаби.

В умовах Промислової революції 4.0 змінюються вимоги не лише до промислового обладнання й до організації виробництва, а і до ключових навичок і вмінь спеціалістів,. Домінуючим стратегічним напрямком розвитку машинобудування став перехід від підприємств повного технологічного циклу, які охоплюють заготівельне виробництво, обробку (переважно механічну), складання й випробування, тобто від виробництв інсорсингового типу, до аутсорсингу, тобто складання виробу з комплектуючих (тих самих модульних вузлів), які надходять від постачальників. Отож проектування і виробництво інноваційного обладнання базується значною мірою на копіюванні хай і найкращих технічних зразків, але все ж таки використанні

відомого. За винятком провідних верстатобудівних компаній, безпосереднім проектуванням верстата в цілому конструктори не займаються. Вони або залучені до проектування окремих модульних вузлів, які і є продукцією, яку випускає фірма, або, якщо фірма випускає обладнання (часто спеціалізоване) чи займається модернізацією, обґрунтовують вибір модульних вузлів цільового призначення з метою придбання у виробника, проектують несучу систему і перевіряють сумісність з нею обраних модульних вузлів. Ще лишається обслуговування, ремонт (в багатьох випадках шляхом заміни вузлів тобто треба знати і обладнання, і специфіку модульних вузлів) та модернізація обладнання.

Шпиндельний вузол є одним з основних конструктивних елементів металорізальних верстатів. Зараз в приводах головного руху широко застосовують високошвидкісні прецизійні шпиндельні вузли. Значний вклад в розвиток і дослідження високошвидкісних шпиндельних вузлів на опорах кочення внесли А.М. Фігатнер, С.Є. Бондар, В.А. Лізогуб, І.А. Зверєв, А. В. Пуш, Ю. М. Данильченко, Л.Г. Нікітіна та ін. Не слід пов'язувати шпиндельні вузли на опорах кочення суто з металорізальними верстатами. Їх застосовують, зокрема у вигляді мехатронних вузлів, у промислових роботах (як робочий орган), в дерево- й каменеобробному обладнанні, у машинах зварювання тертям, тощо. Звісно, ці конструктивні рішення відрізняються параметрами й умовами роботи.

Конструктивне виконання шпиндельного вузла, який був останнім валом коробки швидкостей, та електрошпинделя суттєво відрізняються. Але загальні принципи й підходи до створення шпиндельних вузлів, поведінка шпиндельних підшипників в різних умовах експлуатації, підтверджена численними дослідженнями, лишаються незмінними і обов'язковими для вивчення, розуміння і використання інженерами-механіками у своїй професійній діяльності.

1 ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Призначення:

- закріплення деталі чи ріжучого інструмента;
- передача обертання деталі чи ріжучому інструментові;
- забезпечення певного розташування заготовки чи інструмента відносно інших механізмів та вузлів металорізальних верстатів (МРВ) у процесі різання.

Поняття „шпиндельний вузол“ охоплює:

- шпиндель(вал) з опорами;
- пристрій для закріплення оброблюваної деталі чи ріжучого інструмента;
- пристрій для передачі крутного моменту на шпиндель;

Шпиндельний вузол (ШВ) входить у несучу систему верстата та значною мірою визначає її жорсткість та вібростійкість. Належить до формоутворюючих вузлів, отож безпосередньо впливає на точність оброблюваних на верстаті деталей (одним з основних вихідних параметрів верстата за показником точності вважається точність руху його формоутворюючих вузлів [20]).

2 ВИМОГИ ДО ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

1. **Точність обертання** (сталість положення геометричної осі при обертанні).

Вимірюється (найчастіше):

- биттям на передньому кінці шпинделя в радіальному (δ_r) або осьовому (δ_a) напрямках, яке характеризує ексцентриситет робочих та посадочних поверхонь підшипників та шпинделя;
- похибкою обертання Δ (зміщенням миттєвої осі повороту шпинделя), яка є наслідком пружної взаємодії доріжок та тіл кочення, тобто є показником технологічних похибок.

При токарній обробці δ_r викликає похибку розмірів оброблюваної деталі, а похибка обертання Δ – похибку її форми.

Стандартами регламентовано вимоги до биття шпинделя, похибку обертання розглядають лише у ході досліджень.

Як приклад, в таблиці 1 наведено норми точності токарно-гвинторізних верстатів з максимальними діаметрами обробки 250...400 мм [4 ГОСТ 18097-93].

Таблиця 1

Норми точності елементів шпинделів токарно-гвинторізних верстатів

Клас точності	Н	П	В	А	С
δ_r центруючої шийки шпинделя менше за, мкм	10	7	5	3	1,8
δ_a шпинделя менше за, мкм	8	5	3	2	1,2
Некруглість виробу після чистової обробки менше за, мкм	8	5	3	2	1,2

Биття шпинделя для середніх верстатів 5-8 мкм, для точних – 0,1...0,02 мкм.

Підшипники обирають приблизно втричі точнішими за припустиме биття.

Радіальне биття характеризує ексцентриситет робочих та посадкових поверхонь підшипників та шпинделя, осьове биття – процес пружної взаємодії доріжок та тіл кочення підшипників. Радіальне биття визначається подвійною амплітудою биття на частоті обертання шпинделя, а похибка Δ подвійним квадратним коренем з суми квадратів амплітуд усіх спектральних (частотних) складових биття шпинделя, що відрізняються від частоти обертання шпинделя.

Довідка

Згідно держстандартів, вимоги до точності обертання шпинделів регламентуються декількома параметрами, які вимірюють при випробуваннях верстатів на точність [5, 6]:

- радіальне биття центруючої шийки шпинделя;*
- радіальне биття конічного отвору шпинделя;*
- радіальне биття оправки, встановленої в конічному отворі шпинделя (біля торця та на заданій відстані (за звичай 300 мм) від нього);*
- осьове биття шпинделя;*

– торцеве биття шпинделя.

У разі, якщо похибки форми та ексцентриситет контрольної шийки шпинделя не впливають на точність (шліфувальні шпинделі, шпинделі токарних верстатів), очікувану точність обробки оцінюють за блукаючим биттям [12], яке з'являється внаслідок похибок опор.

2.1 ЖОРСТКІСТЬ

Повинна бути достатньою для запобігання неприпустимим деформаціям у процесі різання. Радіальна жорсткість на передньому кінці шпинделя:

$$j = \frac{P}{y}, \quad \text{де } P - \text{сила на передньому кінці шпинделя, Н;}$$

y – прогин переднього кінця (в напрямку дії сили), мкм.

Деформація ШВ у загальному балансі пружних переміщень досягає 50%, у деяких верстатів – 85% (для шпинделів малих діаметрів – 50-60 мм).

Державними стандартами не регламентується. Орієнтовно можна визначити за вимогами до точності обробки: $y \leq \frac{\Delta_{\text{обр}}}{3}$, де $\Delta_{\text{обр}}$ – допуск на лімітуючий розмір оброблюваної деталі.

Жорсткість ШВ обчислюють з урахуванням типу опор, геометричних розмірів та компоновки шпинделя.

Для забезпечення жорсткості діаметр шпинделя повинен відповідати умові:

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1) \cdot \ell^3}, \quad \text{де } \ell - \text{відстань між опорами.}$$

Останніми роками у світовій практиці з'явилась тенденція до створення коротких жорстких шпинделів.

Наприклад, у токарних верстатів фірми „Мах Мюллер“ з діаметром обробки 400 мм жорсткість на фланці ШВ становить 2500 Н/мкм (порівняймо: у вітчизняних універсальних токарних верстатах з тим же діаметром обробки – 450 Н/мкм).

З умов нормальної роботи підшипників жорсткість міжопорної частини становить 250...500 Н/мкм, у сучасних шліфувальних прецизійних верстатів – 1500 Н/мкм.

Припустимий кут повороту шпинделя в передній опорі приймають 0,0001...0,0015 рад, під приводним зубчастим колесом – 0,00008...0,0001 рад при припустимому прогині $0,01 \cdot m$ (m – модуль зубчастого колеса) або $0,0001 \cdot \ell$.

Іноді використовують показник P/j , де P – потужність, що передається.

Для сучасних токарних, фрезерних та шліфувальних верстатів з ЧПК

$$P/j=0,025...0,035 \text{ кВт} \cdot \text{мкм/Н}, [40].$$

2.2 ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ В ОПОРАХ ТА ТЕМПЕРАТУРНІ ДЕФОРМАЦІЇ ШВ

Тепловиділення характеризується температурою нагріву опор, на максимальній частоті обертання

Теплові деформації становлять до 25-75% в загальному балансі точності, обмежують інтенсифікацію режимів різання. Нагрів опор зумовлює змінювання натягу у підшипниках та теплові зміщення переднього кінця шпинделя.

Для верстатів класу Н встановлено норму нагріву на зовнішньому кільці підшипника передньої опори – 60-70°C. Для верстатів інших класів точності нагрів не регламентується, є лише певні рекомендації.

Таблиця 2

Припустима температура зовнішнього кільця підшипника

Клас точності верстата	Н	П	В	А	С
Припустима температура зовнішнього кільця, °С	70	50...55	40...45	35...40	28...30

Дуже важливим є характер змінювання температури опор кочення високошвидкісних ШВ при розгоні, бо в перші миті розгону можливим є різке розігрівання опор при значно повільнішому розігріванні корпусу, що може зумовити заклинювання та руйнування опор. Нагрівання опор кочення викликає змінювання зазору-натягу і, відповідно, внаслідок температурних деформацій, – внутрішніх сил в підшипниках, що вплине на статичну жорсткість, динамічні та енергетичні характеристики, ресурс підшипників.

В ШВ, особливо за гільзової конструкції, застосовують примусове охолодження підшипників охолодженим мастилом (рис. 1), яке подають у гвинтові канавки 1 (рис. 1, а [3]), які виконані на корпусі (“сорочкове” охолодження). У цьому разі важливо визначити кількість масла та товщину корпусних стінок (в межах 25...55 мм). Надмір охолоджуючої рідини малоефективний. Наприклад, збільшення витрат масла з 10 до 60 л/хв. призводить до зниження температури лише на 20%.

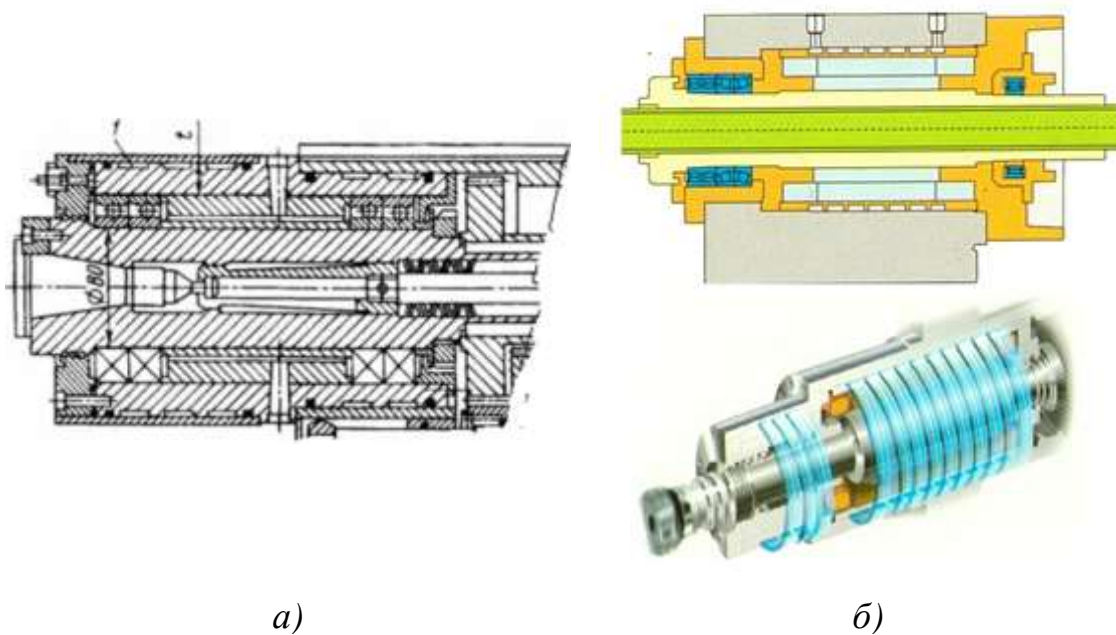


Рис. 1 Примусове охолодження підшипників.

Пересторога: „сорочкове” охолодження зумовлює нерівномірне нагрівання кільця підшипника (різниця у $7...10^{\circ}\text{C}$), що викликає збільшення натягу у 2...2,5 рази.

2.3 ВІБРОСТІЙКІСТЬ

Оцінюється демпфіруючою здатністю і (у першому наближенні) власними частотами коливань $f_{вд}$, які повинні відрізнятися від частоти $f_{зб}$ збуджуючих сил на 20...30%, що є необхідною умовою забезпечення експлуатації ШВ у зоні, безпечній з погляду виникнення резонансу.

Одним з показників вібростійкості є амплітуда хвилястості на обробленій поверхні. Для оцінки можна використати максимальну кількість метала, який зрізають із заготовки за одиницю часу (гранична стружка) без втрати сталості.

Виникнення коливань можуть провокувати конструктивні особливості ШВ. Наприклад, жорсткість підшипників при перекочуванні тіл кочення під навантаженням змінюється циклічно, тобто є джерелом параметричних коливань. Вібраційними збуреннями можуть бути похибки виготовлення і умови експлуатації підшипників кочення, залишкова неврівноваженість шпинделя, тощо.

Точність обертання підшипників кочення насамперед характеризується рівнем низькочастотних вібрацій, амплітуда яких може становити 10...15 мкм для підшипників нормальної точності, 2...5 мкм для прецизійних. Тобто треба передбачати демпфірування коливань.

Для зменшення вимушених коливань і послаблення рівня збудження, що діє в енергетичній системі верстата, використовують прецизійні паси, зубчастих колеса високих класів точності, ретельне балансування, тощо.

Необхідною умовою є забезпечення роботи верстата переважно у дорезонансній зоні, тобто $f_{вл} \gg f_{зб}$. Ситуація є проблемною у зв'язку із зростанням частоти збуджуючих сил внаслідок збільшення швидкостей різання і, відповідно, частоти обертання ШВ. Власна частота знижується у 3-4 рази за рахунок впливу корпусу та способу його закріплення.

За даними фірми FAG (Німеччина) для середньошвидкісних ШВ власні частоти коливань знаходяться на рівні 35000...37000 об/хв, а робочі – 3000...5000 об/хв. Для мотор-шпинделя відповідно 51000 та 42000 об/хв.

Для більшості ШВ верстатів загального машинобудування бажано, щоб власна частота $f_{вл}$ була не меншою за 500...600 Гц [7, 19].

Для порівняльного оцінювання кількох конструкцій можна у першому наближенні використати статичну жорсткість (за умови однакового демпфірування).

2.4 ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ШИЙОК, ПОСАДОЧНИХ ТА БАЗОВИХ ПОВЕРХОНЬ

Забезпечує необхідний строк експлуатації верстата, визначається вибором матеріалу та термообробки поверхонь, що контактують.

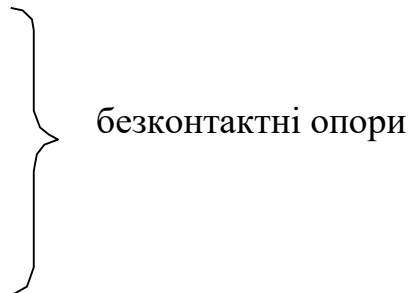
Окрім вищезгаданого, необхідно забезпечити:

- передачу на заготовку або РІ розрахункових режимів для виконання технологічних операцій;
- швидке і точне закріплення РІ та заготовок;
- мінімальні витрати на виготовлення та експлуатацію.

3 КЛАСИФІКАЦІЯ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

ШВ класифікують за наступними ознаками:

1. За видом опор:

- ШВ на опорах кочення
 - ШВ на опорах ковзання:
 - гідродинамічних
 - гідростатичних
 - аеростатичних (газостатичних)
 - аеродинамічних (газодинамічних)
 - ШВ на електромагнітних опорах.
- 

За сукупністю ознак ширше використовуються опори кочення (у 90% ШВ). Але, попри їхню універсальність, при високих вимогах до точності, швидкохідності або до демпфіруючих характеристик переходять до інших типів опор.

2. За розташуванням опор:

- двохопорні;
- трьохопорні;

Найбільш поширені, як найпростіші та досить точні, двохопорні шпиндельні вузли. Трьохопорні використовують рідко – у разі необхідності підвищення точності та вібростійкості. Третю опору, за звичай на середині валу, передбачають при конструюванні шпинделів важких або швидкісних верстатів.

Призначення такої опори – сприймати підвищені зусилля, а у швидкісних верстатах – гасити поперечні коливання шпинделя. При цьому радіальний зазор у підшипниках додаткової опори повинен бути більшим, ніж у крайніх опорах, бо такий підшипник є демпфером і вступає у роботу лише при підвищених коливаннях шпинделя.

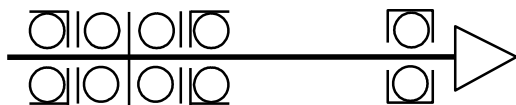
Трьохопорні ШВ використовують рідко в разі необхідності підвищення точності та вібростійкості.

Двохопорні ШВ можуть бути:

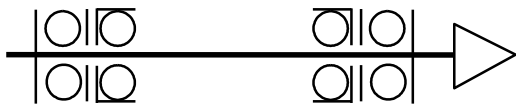
- з переднім розташуванням осевих підшипників:



- із заднім розташуванням осевих підшипників:



- з установкою осевих підшипників у передній та задній опорах:



З точки зору теплових деформацій, треба віддати перевагу передньому розташуванню осевих опор, задні використовують для спрощення конструкції, а також для зручності складання та обслуговування. Осьові підшипники у двох опорах використовують досить рідко, в основному при коротких шпинделях та при пружній установці опор.

3. По зв'язку з приводом:

- ШВ з автономною коробкою швидкостей (рис.2,а);
- з коробкою швидкостей, що вбудована у шпиндельну бабку;
- мотор-шпиндель (так званий „прямий привод“ (direct drive), тобто шпиндель з'єднано з ротором двигуна) або електрошпиндель, коли шпиндель є ротором двигуна, тобто двигун закріплено між передньою і задньою опорами;
- багатошпиндельні вузли (рис.1, б);
- ШВ з подвійним приводом від коробки швидкостей та від коробки подач (під час роботи одного з приводів, другий – автоматично вимикається) (рис.1, в).

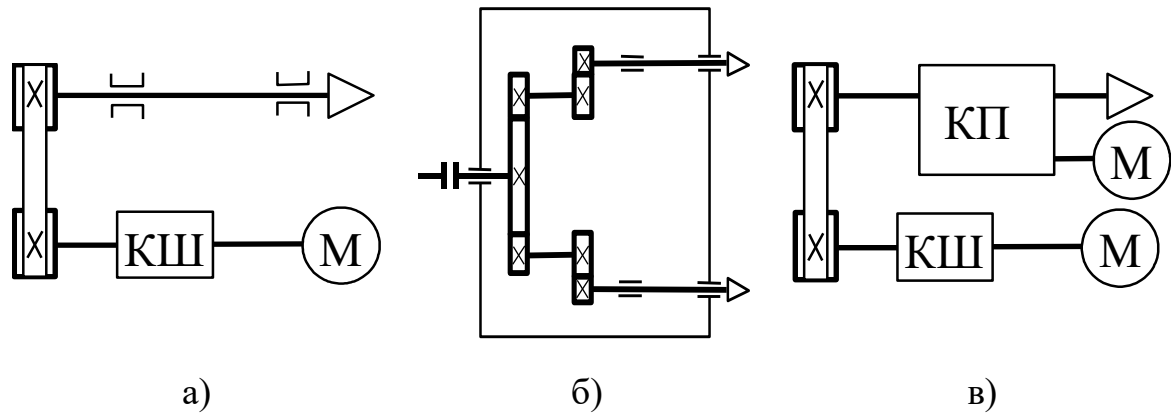


Рис. 2 Зв'язок шпинделя з приводом

ШВ з коробкою швидкостей, що вбудована у шпиндельну бабку, та з автономною коробкою швидкостей (рис.2,а) є найпоширенішими традиційними варіантами, в першу чергу для універсальних верстатів.

Мотор-шпиндель чи електрошпиндель містить регульований електродвигун (наприклад, з електронним перетворювачем частоти обертання), систему примусового охолодження (повітряного – найчастіше це блок електроventиляторів із фільтром очищення повітря, або водяного – у вигляді водяної „сорочки“) та вбудований тепловий захист, а також вимірювальні перетворювачі швидкості та кутового положення шпинделя і обертового моменту. Є уніфікованим приводом головного руху багатоцільових верстатів. З метою розширення діапазону частот обертання та збільшення крутного моменту вал двигуна мотор-шпинделя може бути зв'язаний із шпинделем механічними передачами, наприклад, планетарним чи хвильовим редуктором.

Переваги використання мотор-шпинделів:

- зменшення маси, габаритів, моментів інерції, енергоємності;
- підвищення точності за рахунок зниження вібрацій та відсутності кінематичних ланцюгів передачі руху від двигуна до ШВ;
- зниження шуму;
- уніфікація конструкції, використання як модуля руху.

Багатошпиндельні вузли (рис.1, б) використовують у багатошпиндельних верстатах-автоматах.

Подвійний привод використовують при круговій подачі, наприклад, фрезерування та обточування заготовок на верстатах токарної групи, тобто заготовка обертається у двох режимах: у режимі головного руху та у режимі подачі.

4. За конструктивним виконанням:

- гільзове виконання (корпус ШВ у вигляді гільзи) робить можливою уніфікацію вузлів та централізацію їх виробництва, автоматичну зміну;
- змінні вузли у вигляді прямої або кутової головки, наприклад, фрезерувально-розточувальної (рис. 3) розширює технологічні можливості верстата, у більшості випадків має збільшену частоту обертання. Використовують різні модифікації, як окремий модуль – у багатоцільових верстатах.

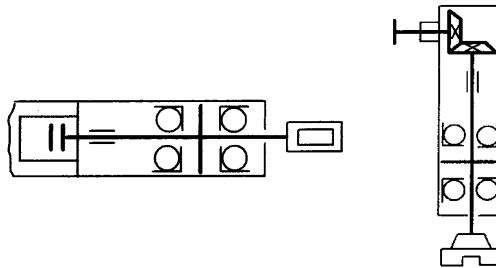


Рис. 3 Змінні шпиндельні вузли у вигляді головок.

Кожна з голівок містить окремий привод.

- два співвісні шпинделі (рис. 4): Шпиндель 2, може обертатися із іншою швидкістю чи напрямком або крім обертання здійснювати ще й осьове переміщення відносно порожнистого шпинделя 1 (рис. 3, а).

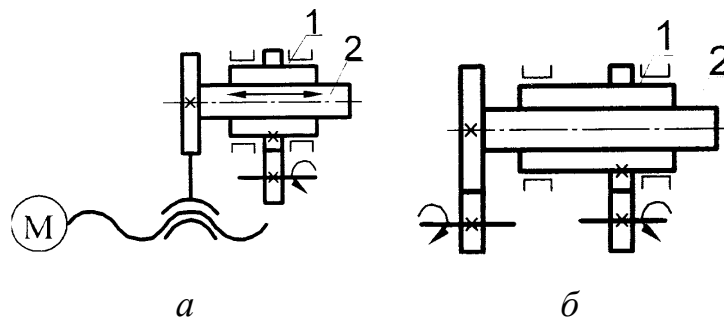


Рис. 4 Співвісні шпинделі. Позначено: 1 – зовнішній порожнистий шпиндель, 2 – внутрішній шпиндель меншого діаметру.

У важких верстатах застосовують співвісні шпинделі з автономними приводами: один – для обертання шпинделя малого діаметра, інший – для обертання зовнішнього шпинделя більшого діаметра, на якому встановлюють планшайбу. Подібний привод використовують також на багатоцільових верстатах для забезпечення кругової подачі інструмента (рис. 3, б).

5. За способом закріплення заготовки або ріжучого інструменту.

Для базування та закріплення РІ, заготовки чи пристосування використовують передні кінці шпинделів, які стандартизовано (див. Додаток 1):

- шпинделі малих токарних верстатів виготовляють звичайно з різьбовим переднім кінцем (ГОСТ 168686-71), середніх та великих – фланцевими під поворотну шайбу, точних токарних верстатів – фланцевими без поворотної шайби. Використання поворотної шайби дозволяє швидко закріплювати та знімати патрони без відгвинчування кріпильних гайок. При використанні фланцевих кінців без поворотної шайби зменшується виліт шпинделя (тобто зростає точність), але трудомісткість встановлення та знімання патрону збільшується.
- кінці шпинделів свердлувальних, розточувальних та фрезерувальних верстатів виконують згідно з ГОСТ 24644-81.
- точне центрування та жорстке сполучення інструмента або оправки із шпинделем забезпечується конічним з'єднанням. При ручній зміні інструментів використовують самогальмівні конуси Морзе та метричні конуси. При автоматичній зміні інструменту на верстатах з ЧПК використовують конуси з конусністю 7:24, у шліфувальних верстатах – з конусністю 1:3.

Якість виготовлення конічного з'єднання визначає його жорсткість. Різниця у кутах конусів у 30-40' знижує жорсткість конусного сполучення 7:24 у 10-15 разів. Тож відхилення не повинне перевищувати 1'. Попереднє затягування повинне забезпечити середній тиск 1,5...2,5 МПа на конічних поверхнях.

У високошвидкісних ШВ передбачають механізми затиску, що виключають вплив відцентрових сил на зусилля затиску.

Застосовують також закріплення інструменту (наприклад, черв'ячні фрези) на спеціальній оправці, яка затискається у шпинделі верстату.

За статичними даними розміри переднього кінця шпинделя пов'язані із основним розміром верстату і підпорядковуються певним співвідношенням [3]:

Розрізняють кілька типових форм переднього кінця шпинделя. Спрощене зображення – на рис. 5

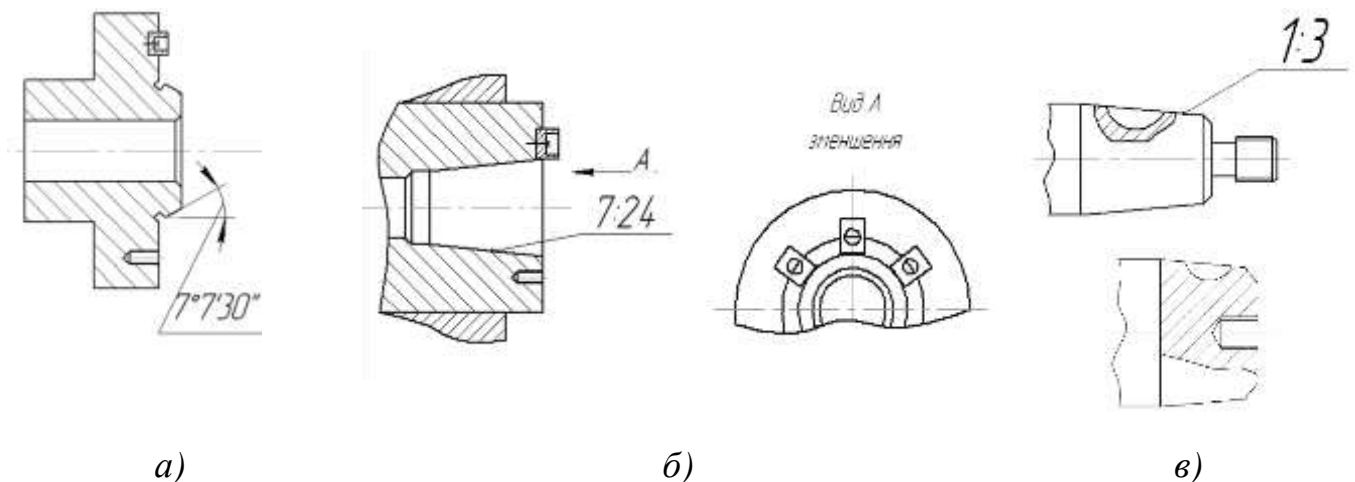


Рис. 5 Спрощені зображення типових форм переднього кінця шпинделя:

а) – токарні, токарно-револьверні, шліфувальні верстати. Мають базуючі поверхні – конічну (для встановлення патрона) та торець. Можуть мати сухар (торцеву шпонку) для передачі $M_{кр}$.

Отвір – циліндричний із внутрішнім самогоальмівним конусом Морзе чи метричним або конічний (для оправки-центра – під кутом $\sim 30^\circ$ до осі шпинделя).

б) – фрезерні, багатоопераційні верстати. Мають сухарі (торцеві шпонки) для передачі $M_{кр}$.

Отвір – конус 7:24 (несамогоальмівний) або метричний (при ручній заміні інструмента).

в) – шліфувальні верстати

Конус – 1:3 для беззорового встановлення шліфувального круга.

Передача $M_{кр}$ силами тертя та сегментною шпонкою.

Внутрішня або зовнішня різьба для закріплення шліфувального круга

Є ще ряд ознак, пов'язаних із конкретною конструктивною реалізацією

- кутова орієнтація шпинделя у разі автоматичної заміни інструменту – механічними засобами або з використанням датчиків кутового положення шпинделя;
- автоматичне регулювання натягу підшипників;
- контроль вібрацій, положення осі шпинделя;
- автоматичне балансування шпинделя;
- компенсація теплових деформацій;
- регламентацією зношення інструменту (наприклад, визначають час правки шліфувального круга), діагностика стану та поломки інструменту – наприклад, за даними датчиків контролю сили та температури.

Конструкція самого шпинделя визначається конфігурацією переднього кінця шпинделя та його зовнішніх та внутрішніх поверхонь. Зовнішня конфігурація шпинделя завжди – ступінчастий вал.

У всіх типів верстатів, за винятком тих, що мають різбовий кінець, шпиндель має зовнішній обрис, що відповідає рис.7, а, у разі різбового кінця – рис.7, б.

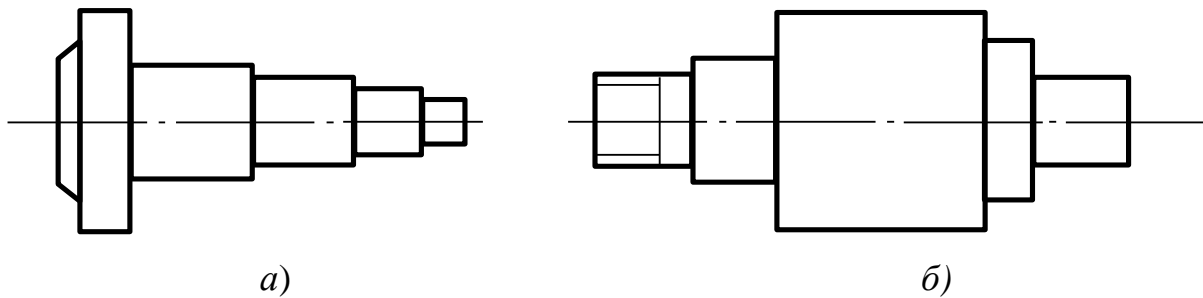


Рис. 7 Конфігурація зовнішньої поверхні шпинделя

Конфігурація шпинделя визначається

зовнішніх поверхонь:

- формою та розміром посадочних поверхонь, тобто типом та кількістю опор шпинделя і типом ланки, що передає обертання шпинделю, а також її розташуванням;
- формою переднього кінця шпинделя (залежно від типу затискного пристрою для заготовки чи інструмента). Передні кінці шпинделів стандартизовані;

внутрішніх поверхонь:

- наявністю отвору для пруткового матеріалу;
- конструкцією механізму подачі прутка;
- конструкцією затискного пристрою.

ШВ токарних МРВ середніх та малих розмірів окрім циліндричного отвору мають конічну поверхню для оправки-центра, щоб забезпечити обробку у центрах, а передній кінець має зовнішню конічну поверхню для встановлення патрона.

У більшості токарно-револьверних верстатів та токарних автоматах затискання прутка забезпечується цанговим патроном. На передньому кінці шпинделя виконують конічну поверхню під цангу (під кутом $\sim 30^\circ$ до осі шпинделя).

Конструктивно шпиндель повинен бути, по можливості, простим, з мінімальною кількістю переходів, шпонок та різьб у міжопорній частині. Радіальна жорсткість шпинделя в усіх напрямках повинна бути однаковою (колова діаграма жорсткості), що надзвичайно важливо для точних верстатів.

Питання для самоперевірки

1. Що таке „шпиндельний вузол“ і яке він має призначення?
2. Вимоги до шпиндельних вузлів.
3. Класифікаційні ознаки ШВ.
4. Назвати варіанти зв'язку ШВ із приводом.
5. Чим визначається зовнішня та внутрішня форма шпинделя? Навести типові форми.
6. Навести стандартні форми переднього кінця шпинделя.

4 МАТЕРІАЛИ ШПИНДЕЛІВ

Сталі різних марок мають однаковий модуль пружності, тобто на жорсткість шпинделя будуть впливати не фізико-механічні властивості матеріалу, а строго геометричні параметри та контактна жорсткість посадкових поверхонь. Вибір матеріалу шпинделя та режиму термообробки визначається технічними міркуваннями та можливістю отримати поверхні заданої твердості, точності, шорсткості. Щонайперше на вибір впливають тип підшипників та майбутня точність верстата. Рекомендації наведені у таблиці.

Є інформація [13] про виготовлення шпинделів із нітриту кремнію, вуглепластиків на основі вуглецево-волоконних композиційних матеріалів.

Переваги:

Зменшення ваги.

Підвищення коефіцієнту демпфірування (до 10 раз на частоті понад 10 Гц).

Зменшення коефіцієнту теплового розширення майже до 0.

Недоліки: зменшення модуля пружності порівняно зі сталлю.

Таблиця 3

Рекомендовані матеріали шпинделя і режим термообробки.

Марка сталі	Режим термообробки	Точність верстату	Тип підшипників	Примітка
сталь 40Х, 45, 50	поверхнєве гартування до HRC48-56	Н, П	кочення	Невеликі діаметри
сталь 50Х, 40ХГР	об'ємне гартування до HRC56-60	Н, П	кочення	Рекомендується для підшипників невеликих розмірів складної форми
сталі 40ХФА, 18ХГТ	азотування, HRC54-59	Н, П	Кочення	Якщо об'ємне гартування неприпустиме
сталі 18ХГТ, 20Х	цементация та гартування, HRC58-62	Н, П	Кочення	Якщо об'ємне гартування неприпустиме

Верба І.І., Даниленко О.В.
Шпиндельні вузли металорізальних верстатів

Марка сталі	Режим термообробки	Точність верстату	Тип підшипників	Примітка
сталі 40ХФА, 18ХГТ	азотування, HRC 54-59	В, А	кочення	Для шпинделів складної форми
сталі 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х	цементация, HRC 54-59	В, А	кочення	Нескладна конфігурація
38ХВФЮА, 88Х10	азотування, HRC 63-68	П, В, А	ковзання	
сталь 50, У8А, ШХ15	поверхнєве гартування до HRC 54-62	Н, П	ковзання	Для великих верстатів
сталі 18ХГТ, 12ХНЗА	цементация, HRC 56-60	Н, П	ковзання	Невеликі діаметри (70...80 мм)
38ХМЮА	азотування, HRC 66-70	П, В	ковзання	Важкі верстати

Має значення і вибір матеріалу корпусних деталей. Наприклад, корпус шпиндельної головки, виготовлений з алюмінієвого сплаву з низьким коефіцієнтом теплового розширення, дозволяє збільшити жорсткість конструкції на 20 % за рахунок зменшення пружних деформацій, які зумовлюються інерційними навантаженнями, та зменшити масу на 20-30% (портальний верстат Linea M фірми Toyda).

5 ХАРАКТЕРИСТИКИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ШВ

Основні характеристики опор (підшипників):

- швидкохідність
- вантажопідйомність (несуча здатність)

Додаткові:

- момент тертя
- точність
- жорсткість
- шумність роботи
- теплостійкість
- довговічність
- конструктивні характеристики (зокрема, здатність до осьового переміщення одного кільця відносно іншого).

Швидкохідність характеризується узагальненим швидкісним параметром K_v та граничною частотою обертання.

$$K_v = d \cdot n_{\max}, \text{ мм/хв.}, \text{ або } K_v = d_m \cdot n_{\max},$$

де d – діаметр шийки шпинделя у передній опорі.

$$d_m = 0,5 \cdot (D + d), \text{ } D \text{ – зовнішній діаметр підшипника.}$$

n_{\max} – реально припустима найбільша частота обертання шпинделя, хв^{-1} . $n_{\max} = n_{\text{гран}} \cdot \gamma$,

$n_{\text{гран}}$ – гранична частота обертання підшипника згідно каталогу.

γ – коефіцієнт, що враховує умови теплопередачі та якість монтажу.

У більшості випадків $\gamma = 0,8-0,9$ [8].

Значення $n_{\text{гран}}$ є орієнтовним, відноситься до підшипників кочення нульового класу точності із сепаратором основного виконання та нормальним внутрішнім зазором за нормальних умов експлуатації. Гранична частота є припустимою, якщо навантаження P на підшипник відповідає умові $P < 0,1C$, де C – динамічна вантажопідйомність підшипника.

Гранично припустима частота обертання підшипників, що вказана у каталогах, зменшується внаслідок неякісного виконання сполучених з підшипниками деталей,

поганого монтажу, ненадійних ущільнень, неефективного змащення та охолодження, а також невдало обраного попереднього натягу.

Перевищення $n_{\text{гран}}$ у підшипників кочення зумовлює суттєве виявлення дії сил інерції тіл кочення та сепаратора, збільшення впливу похибок форми тіл та доріжок кочення і відповідне порушення рівномірності обертання підшипника, погіршення умов змащування, зростання зношення робочих поверхонь та перегрівання опори.

Якщо за умовами експлуатації $n > n_{\text{гран}}$, то треба забезпечити добре тепловідведення від опор та застосувати мастила малої в'язкості із відповідно обраною системою змащування.

Конструктивними засобами (змінюю конструкції сепаратора: ввести центрування сепаратора по шліфованих бортах колець підшипника, застосуванням полегшених сепараторів з текстоліту чи кольорових металів), якісним виготовленням та складанням підшипникового вузла, досконалим змащуванням можна підвищити частоту обертання шпинделя відносно граничної у 1,5-2 рази [2], а для малогабаритних шарикопідшипників навіть 6-кратно [31]. Наприклад, при використанні підшипників 5 та 6 класів точності з масивними сепараторами з кольорових металів граничну частоту обертання можна збільшити приблизно у 1,5 рази ($1,5 n_{\text{гран}}$), а підшипників класів 4 та 2 з текстолітовими сепараторами – приблизно вдвічі у порівнянні з підшипниками класу точності 0.

Несуча здатність підшипників кочення характеризується динамічною та статичною вантажопідйомністю.

Динамічна вантажопідйомність – це таке постійне навантаження (для радіальних та радіально-упорних підшипників – радіальне, для упорних та упорно-радіальних – осьове), яке кожен з групи ідентичних підшипників (з нерухомим зовнішнім кільцем для радіальних опор) може сприймати при довговічності 1 млн. обертів рухомого кільця.

За динамічною вантажопідйомністю обирають підшипники з частотою обертання $n > 1 \text{ об/хв}$.

Найбільшу динамічну вантажопідйомність мають роликові підшипники. Для її підвищення радіальні та конічні підшипники виконують з модифікованим контактом, тобто використовують бомбініровані ролики, які мають незначну опуклість ($\sim 0,01 \text{ мм}$).

Статична вантажопідйомність – це таке статичне навантаження, внаслідок дії якого в найбільш навантаженій зоні контакту виникає залишкова деформація тіла кочення та колець, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Несуча здатність підшипників кочення обмежується, як правило, витривалістю поверхневих шарів колець та тіл кочення, і визначається розрахунком на витривалість

Жорсткість підшипника характеризується відношенням навантаження, яке діє на підшипник, до пружного зближення колець, яке викликає це навантаження. При цьому контактні деформації на поверхнях посадок не враховують. Розрізняють радіальну та осьову жорсткість.

Підшипники різних типів мають різну жорсткість, яка залежить від типу, конструктивних параметрів.

Роликові підшипники з лінійним контактом тіл та доріжок кочення мають більшу жорсткість, ніж шарикові з точковим контактом. Із збільшенням кількості тіл кочення жорсткість зростає значніше, ніж із збільшенням діаметру тіла кочення. Із зростанням куту контакту збільшується осьова жорсткість, із зменшенням його – радіальна жорсткість підшипника.

Точність підшипників регламентується за ГОСТ 520-71, та стандартами ISO. Враховують точність розмірів підшипника, точність форми та взаємного розташування поверхонь колець підшипника, точність обертання підшипників [2, 7].

Підшипники кочення випускають нормального (нульового) класу точності та у прецизійному виконанні: 6, 5, 4 та 2-го класів (відповідно зростанню точності).

У ШВ застосовують за звичай точні підшипники останніх класів. Використання прецизійних підшипників забезпечує підвищення точності та жорсткості опори, а також її швидкісних можливостей, що пов'язане із значними коштами [9].

Таблиця 4.

Клас точності	0	6	5	4	2
Відносна вартість підшипника, %	100	130	200	400	1000

Підшипники підвищеної точності застосовують у вузлах: прецизійних (шпинделі верстатів), швидкісних (центрифуги, електродвигуни), з обмеженням за моментом

тертя, з підвищеними вимогами до плавності ходу (гіроскопи та інші прилади), з підвищеною надійністю (авіаційна техніка).

В окремих випадках для прецизійних ШВ використовують підшипники, які виготовляють за додатковими технічними умовами і які мають умовний клас точності – 1. Цей клас точності не стандартизовано. Надточні підшипники, як правило мають діаметр отвору не більше за 120 мм, радіальне биття внутрішнього кільця не перевищує 1 мкм

Клас точності підшипників ШВ зумовлюється класом точності верстата.

Рекомендовані класи точності підшипників кочення для опор ШВ наведені у табл.5 [34].

Таблиця 5

Рекомендовані класи точності підшипників кочення для опор ШВ

Опори шпинделя	Клас точності верстата				
	Н	П	В	А	С
Радіальні:					
передня	4	4(2)	2(4)	2	1
задня	5(4)	4	2(4)	2	1
Осьова	5	5	4	2	1

Точність підшипників оцінюють за радіальним та осьовим биттям кільця, яке обертається. Радіальне биття кільця визначається ексцентриситетом та блукаючим биттям внаслідок похибок тіл обертання й доріжок кочення. Осьове биття упорних підшипників визначається перекосом колець [13] та блукаючим биттям. Отже точність виготовлення спряжених із підшипниками деталей ШВ має бути узгоджена з жорсткістю підшипників щоб при встановленні підшипника запобігти тимчасовій втраті точності внаслідок малої жорсткості колець підшипника порівняно з жорсткістю шпинделя та корпусу ШВ.

Довговічність підшипників оцінюється часом, протягом якого у тотожних умовах залишаються працездатними не менше 90% партії підшипників даного

типорозміру. Шпиндельні підшипники кочення виходять з ладу внаслідок втомного викришування доріжок кочення або внаслідок зносу елементів, що зумовлює збільшення зазорів. Їх довговічність становить не менш за $(10...12) \cdot 10^3$ годин [9].

У [\[https://galp.com.ua/supload/cms/Products/Bearing/018_Damage/PDF/SKF.pdf\]](https://galp.com.ua/supload/cms/Products/Bearing/018_Damage/PDF/SKF.pdf) подано статистику причин передчасного виходу з ладу підшипників за даними фірми SKF:

1. Неправильне монтування підшипника – 16% (наприклад, зусилля при монтажі підшипника передається через тіла кочення, пошкодження корпусу або внутрішні пошкодження, які зумовлюють заклинювання, викликають прокручування зовнішнього кільця);
2. Недостатнє або неправильне змащування – 36% (одна з причин перегріву кілець);
3. Забруднення – 14% (найчастіше бруд потрапляє у підшипник в процесі монтування);
4. Втома – 34% (одна з причин передчасної втоми – перевантаження).

Теплостійкість підшипників ШВ також є важливою характеристикою, бо вони є джерелом тепла і мають найвищу температуру у порівнянні з іншими елементами цих вузлів. Підшипник є елементом малої теплової сталості, на його температуру суттєво впливають швидкість обертання, радіальний зазор та умови змащування. Температура підшипника зумовлюється втратами потужності у ньому, інтенсивністю його теплообміну із сусідніми елементами та оточуючим середовищем. Кількість тепла, що передається шпинделю та корпусу, залежить від теплоємності останніх та від умов експлуатації підшипника, особливо від товщини шару мастила та його в'язкості. Вважається, що близько 30% тепла, яке виділяється у підшипниках, передається шпинделю, а те, що лишилося, – корпусу. Однак, це співвідношення залежить від особливостей теплопередачі у самому підшипнику.

Питання для самоперевірки

1. Назвати основні характеристики підшипників.
2. Параметри, що характеризують швидкохідність.
3. Що таке статична й динамічна вантажопідйомність
4. Порівняти підшипники за вантажопідйомністю, зокрема, роликові і шарикові (пояснити причину різниці).

5. Як впливають на жорсткість тип та кількість тіл кочення, кут контакту?
6. Які типи деформацій враховуються при визначенні жорсткості підшипника?
Чи є відмінність між жорсткістю підшипника й опори?
7. Назвати рекомендовані класи точності підшипників для опор ШВ.
8. Як оцінюють довговічність підшипника?

6 ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

При виборі підшипників враховують:

- величину й напрям зусилля (радіальне, осьове, комбіноване);
- характер навантаження (постійне, змінне, вібраційне, ударне);
- частоту обертання підшипника;
- потрібний ресурс;
- стан довкілля (температуру, вологість, заповишеність, тощо);
- особливі вимоги, що накладає конструкція вузла (потреба у самовстановленні з метою компенсації перекосів валу чи корпусу або в осьовому переміщенні у певних межах, необхідність регулювання радіального або осьового+ зазору, підвищення жорсткості і точності обертання, особливості монтажу (безпосередньо на вал чи через спеціальну втулку), зменшення шуму, обмеження вартості як підшипника, так і всього вузла, тощо).

Найвідоміші закордонні виробники підшипників кочення: FAG (Німеччина, зараз у складі Schaeffler Gruppe), SKF (Швеція), SRO (Швейцарія), ZKL (Чехія), NSK та Коуо (Японія), NDN та TORRINGTON (США), HOFMAN та R&M (Велика Британія), RIV (Італія), IBS (Німеччина), Timken (США).

Широку номенклатуру підшипників кочення випускають Росія та країни СНД.

Враховуючи специфічні та підвищені вимоги до ШВ щодо точності та вібростійкості, в ШВ верстатів використовують спеціальні підшипники кочення:

Таблиця 6

Підшипники кочення шпиндельних вузлів

Тип підшипників	Шарикові	Роликові
Радіальні	Майже не застосовуються	Радіальний дворядний з конічним отвором особливо легкої серії 3182100 та надлегкої 4162900
Радіально-упорні	Однорядні з кутами контакту 15° особливо легкої та надлегкої серій 36100, 36200 та 36900	Конічні однорядні надлегкої та особливо легкої серій 7000
	Однорядні з кутами	Конічні однорядні з зовнішнім буртом по типу Gamet “С” та “М” серії 67700 Л

Верба І.І., Даниленко О.В.
Шпиндельні вузли металорізальних верстатів

	контакту 26° особливо легкої, легкої та надлегкої серій 46100, 46200 та 46900	Конічні дворядні з зовнішнім буртом по типу Gamet “С” та “М” серії 67700 Л
Упорно-радіальні	Дворядні з кутом контакту 60° особливо легкої 178000	
Упорні	Одно- і дворядні серій 8100 та 8200	Однорядні особливо легкої серії 1009900

Підшипники кочення випускають нормального (нульового) класу точності та у прецизійному виконанні: 6, 5, 4 та 2 класів точності (відповідно зростанню точності). За додатковими технічними умовами виготовляють підшипники для прецизійних ШВ, які мають умовний клас точності 1. Точність підшипників регламентована (ГОСТ 520-71 та стандарти ISO).

Жорсткість підшипника характеризується відношенням навантаження на нього до пружного зближення колець, яке викликає це навантаження. Контактні деформації на поверхнях посадок не враховують.

Довговічність підшипників кочення становить не менше за $(10...12) \cdot 10^3$ год. Шпиндельні підшипники кочення виходять з ладу внаслідок втомного викришування доріжок кочення або через зношення елементів, яке призводить до збільшення зазорів.

Враховуючи специфічні та підвищені вимоги до ШВ щодо точності та вібростійкості у ШВ верстатів використовують спеціальні підшипники кочення – шарикові та роликові. Шарикові підшипники мають більшу швидкохідність, роликові – більшу навантажувальну здатність.

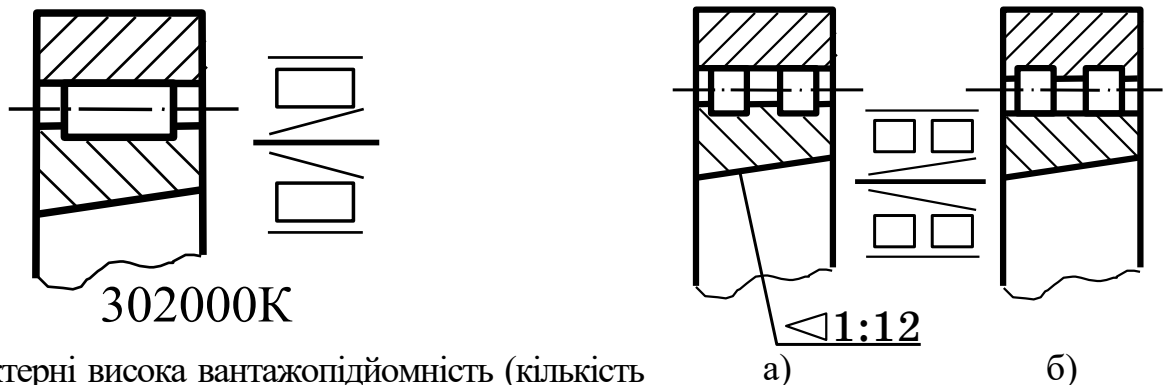
Система позначень підшипників, прийнята ДПЗ:

Перша цифра – попередній натяг (1 – легкий, 2 – середній, 3 – важкий.); друга цифра – клас точності, третя цифра – схема складання (4 – схема „дуплекс тандем“, 2 – схема „дуплекс О“, 6 – схема „дуплекс Х“, 8 – схема „триплекс-О-тандем“); наступні 5 цифр – тип та розмір підшипника, буква К – кут контакту 15°; буква У – універсальне виконання (тобто можна встановити по будь-якій схемі) [<https://bestbearing.com.ua/blog/13-system-of-notations>].

Наприклад, опора 12-436108КУ: легкий попередній натяг, клас точності 2, опора містить два підшипники типорозміру 36108, що встановленні за схемою дуплекс –тандем, підшипник має кут контакту 15°, внутрішній діаметр підшипника $5 \times 8 = 40$ мм, може встановлюватись за будь-якою схемою.

6.1 Дворядні радіальні з короткими циліндричними роликами

Мають конічний отвір у внутрішньому кільці. Осьовим переміщенням відносно конічної шийки шпинделя регулюється радіальний зазор у підшипнику. Осьове переміщення здійснюють різьбовими кільцями. Сприймають значне радіальне навантаження. Швидкохідність середня: $d_m n_{max} \leq 3 \cdot 10^5 \text{ мм/хв}$. $R_n \leq 500$.



Характерні висока вантажопідйомність (кількість роликів у 3-4 рази більша, ніж у підшипників інших типів) та жорсткість. За вантажопідйомністю майже не поступаються конічним роликовим підшипникам легкої серії, переважаючи їх більш, ніж у 2 рази за припустимою кількістю обертів та у 1,5-3 рази за жорсткістю

Вітчизняні позначення відповідно 3182100 та 4162900 [17, 25]. Підшипники серії 3182100 мають гладку доріжку кочення (без буртів) на зовнішньому кільці. Підшипники серії 4162900, у габаритах надлегкої серії, мають гладку доріжку кочення на внутрішньому кільці, внаслідок чого зменшено зовнішній діаметр підшипника, тож його доцільно використовувати при обмежених діаметральних розмірах (рис.8).

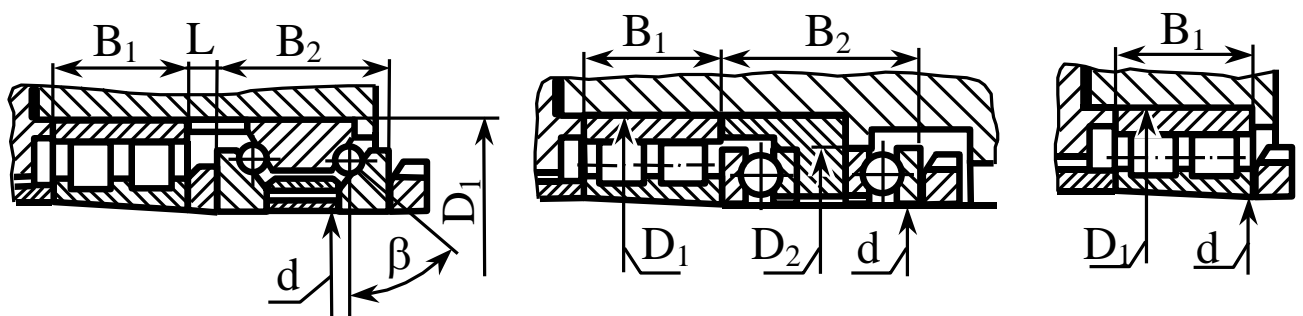


Рис. 9. Типові приклади встановлення

Конструкція підшипникових вузлів повинна забезпечити точне розташування підшипника відносно осі шпинделя, але навіть точне виконання конічної шийки шпинделя не гарантує повного співпадіння осі підшипника з віссю шпинделя, якщо під час монтажу матиме місце одnobічне натискання на торець кільця підшипника. Тому базування підшипників цього типу рекомендується виконувати не лише по конічній поверхні, але й по одному з торців, що може бути здійснено:

- притисканням внутрішнього кільця підшипника до упору у торець дистанційного кільця 1, яке спирається на бурт шпинделя (рис. 10);
- встановленням між торцем регулюючої гайки та торцем внутрішнього кільця підшипника довгої втулки 2 (довжина $L \geq 0,7 \cdot d$), що точно підшліфована до шпинделя (посадка J_5b); торець втулки, прилеглий до підшипника, повинен бути точно перпендикулярним до її осі (рис. 11). При цьому якщо підшипник базується по торцю довгої втулки 2 з відповідною посадкою, то дистанційне кільце 1 може бути відсутнім (рис. 11, б), натомість при наявності кільця 1, по торцю якого базується підшипник, втулка 2 може мати невелику довжину. Для зручності демонтажу дистанційне кільце може складатися з двох півкілець, які утримуються гайкою 3, що застосовується, крім того, для випресовування внутрішнього кільця підшипника.

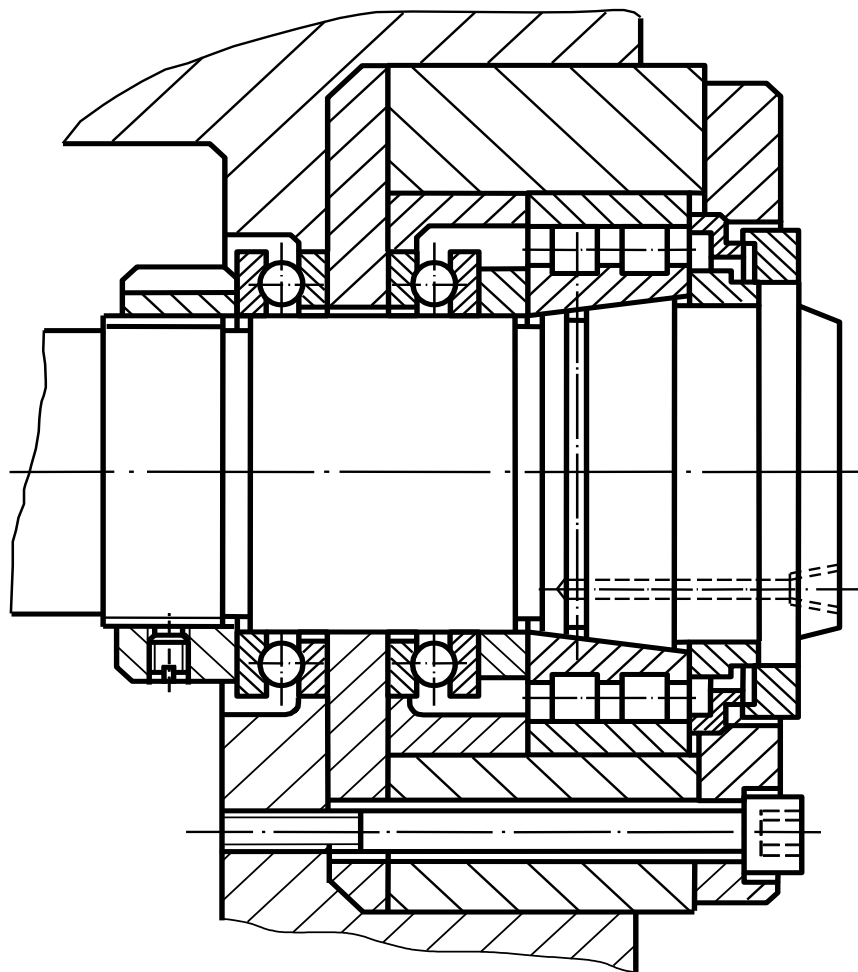


Рис. 10 Передня опора шпиндельного вузла

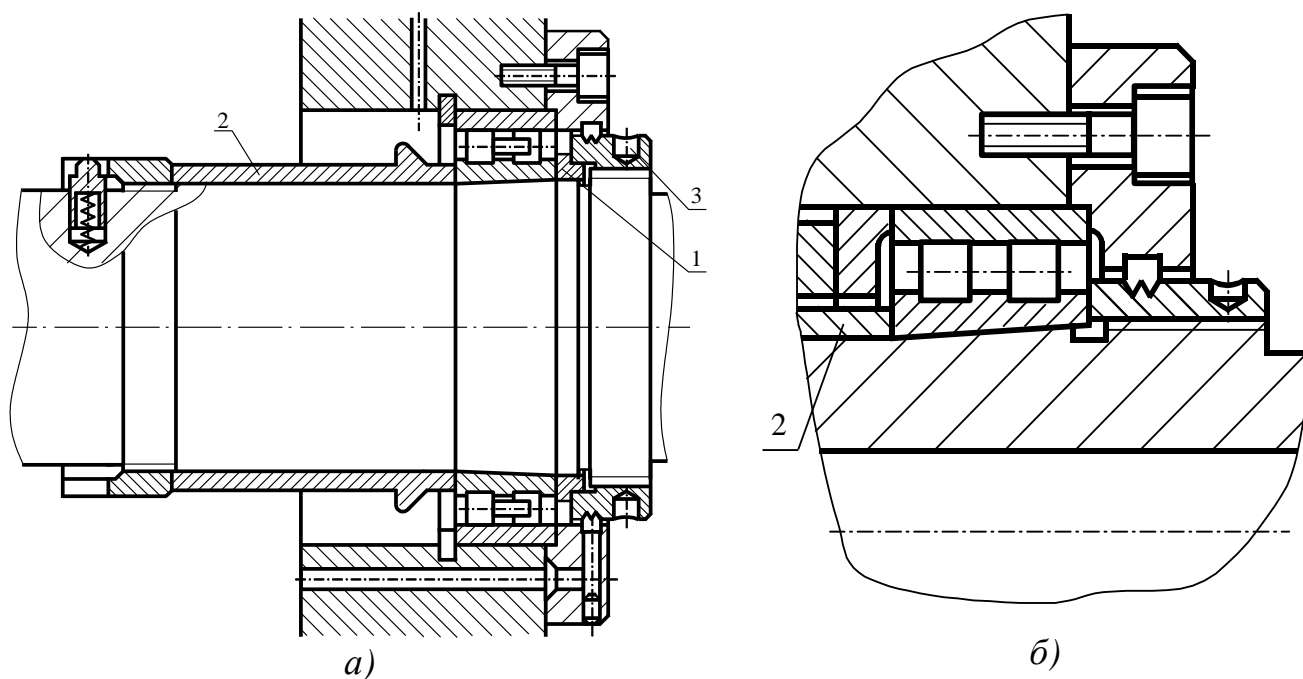


Рис. 11 Передня опора шпиндельного вузла з базуванням підшипника по торцю з використанням втулки: а) – довгої; б) – короткої.

З метою підвищення швидкохідності та довговічності розроблені нові модифікації роликотіпідшипників з конічним отвором, в яких передбачено отвір у зовнішньому кільці та кільцеву канавку на зовнішній поверхні (рис. 12). Завдяки цьому мастило можна подавати безпосередньо на доріжки та тіла качення роликотіпідшипників у суворо дозованому об'ємі. Це дозволяє знизити нагрівання опор та підвищити частоту обертання (досягнути параметру швидкохідності $dn_{max}=4,5 \cdot 10^5$ мм/хв). Кількість отворів у зовнішньому кільці 3 або 6 (особливо великі підшипники), але зустрічаються і підшипники з чотирма отворами.

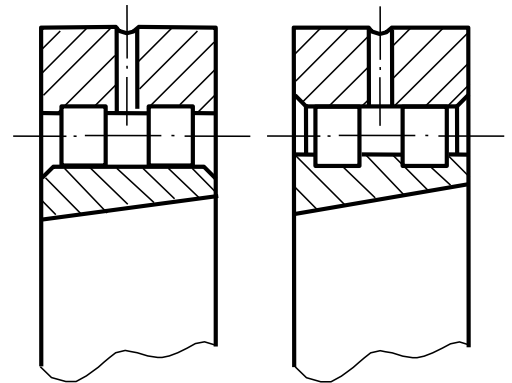


Рис.12. Підшипники серій 3182100К (а) та 4162900К (б)

З'явилися однорядні роликотіпідшипники з конічним отвором ($\angle 1:12$), які дозволили підвищити частоти обертання (позначення: 302000К). Встановлюють їх у задній опорі (компоновку наведено на рис. 13). У порівнянні з дворядним роликотіпідшипником має переваги:

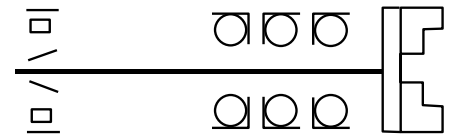


Рис. 13 Компонівка ШВ з підшипником серії 302000К

- тертя знижується приблизно на 50 %, тож знижується нагрівання опори;
- підшипники можна монтувати з малим зазором або взагалі без нього (внаслідок меншого нагріву);
- підвищена нечутливість при надлишковому змащенні.

6.2 Конічні роликотіпідшипники сприймають значні комбіновані, радіальні та осьові, навантаження. Здатність сприймати осьові навантаження визначається кутом конусності зовнішнього кільця. Конічні підшипники мають кут контакту α в межах 11° - 17° , нестандартні до 30° . Швидкохідність обмежено втратами тертя, становить $d_m \cdot n_{max} \leq 3 \cdot 10^5$ мм·об/хв, $R_n=100$ за умови використання пластичних мастил з високою поверхневою активністю – $4 \cdot 10^5$ мм·об/хв. Конічні роликотіпідшипники можуть мати високу швидкохідність (до $10 \cdot 10^5$) при певних конструктивних відмінностях та регульованому натязі.

Варіанти виконання типових конічних роликопідшипників:

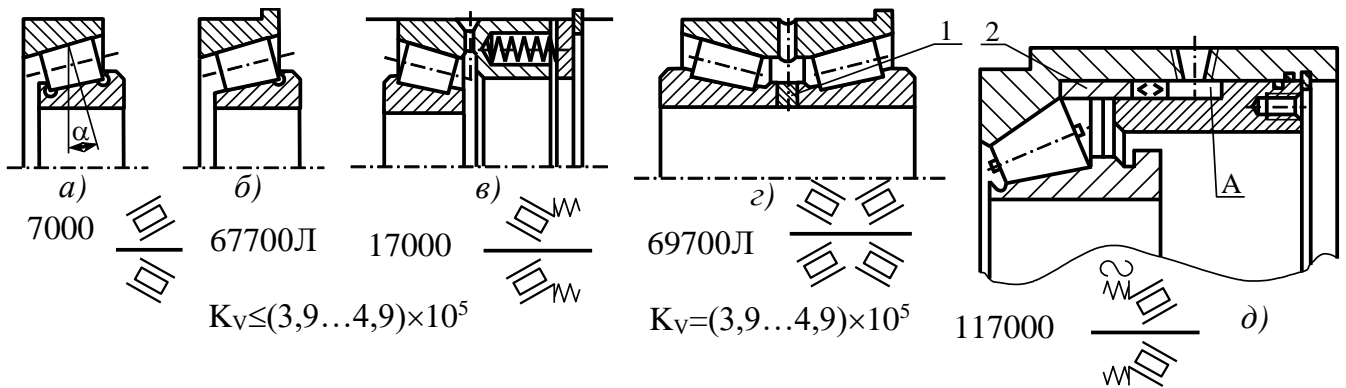


Рис. 14 Типові конічні роликопідшипники.

Позначено: а) – однорядні конічні роликопідшипники (серія 7000). Для фіксації положення валу встановлюють попарно (рис. 16, а). Умова використання: ретельне регулювання осьових зазорів; б) – однорядні конічні роликопідшипники з буртом на зовнішньому кільці. Мають конструктивні особливості. Встановлюють у передній опорі, бо бурт дозволяє використовувати при складанні зручну базу – торець шпиндельної бабки. Опора компактніша; в) – однорядні конічні роликопідшипники серії 17000 з широким зовнішнім кільцем. Використовують лише в задніх опорах ШВ. Пружини, встановлені в отворах зовнішнього кільця, забезпечують постійний попередній натяг підшипника та компенсацію температурного подовження шпинделя. Велика ширина зовнішнього кільця зменшує його перекіс відносно корпусу; г) – дворядні конічні роликопідшипники з буртом на зовнішньому кільці або без бурта. Регулювання радіального зазору здійснюється осьовим переміщенням внутрішнього кільця заднього підшипника, діаметр отвору якого дещо більший (на кілька мкм) з метою вільного пересування при регулюванні зазору-натягу. Використовують регулюючі різьбові кільця та проміжне кільце 1. Встановлюють у передні опори; д) – конічні роликопідшипники з керованим натягом. У підшипник вмонтовано гідроциліндр, що може переміщувати комплект роликів в осьовому напрямку, змінюючи попередній натяг [10, 11]. Натягом керують за допомогою масла або повітря, яке підводять під тиском. Натяг змінюється відповідно до навантаження і компенсує температурні деформації. Встановлюють виключно у задній опорі, переважно у верстатах з ЧПК. Такі підшипники (Hydra-Rib) випускає фірма Timken (США).

У порожнину А подають рідину (повітря) під тиском, який автоматично змінюється залежно від навантаження на шпиндель. Збільшення тиску супроводжується зміщенням кільця 2 вліво та зростанням натягу у підшипнику.

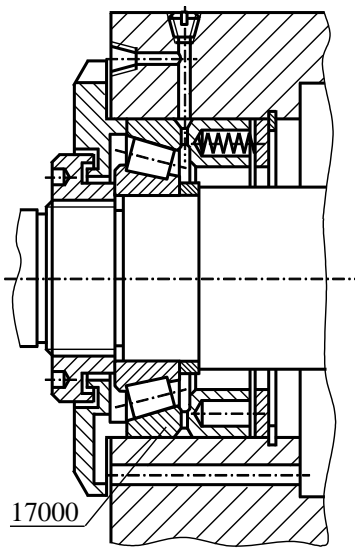


Рис. 15 Задня опора ШВ з підшипником серії 17000.

Підшипники роз'ємні, тож монтаж та демонтаж зовнішнього та внутрішнього колець може відбуватися окремо. Натяг регулюється зміщенням внутрішнього кільця відносно зовнішнього, наприклад, гайкою.

Конічні роликопідшипники застосовують найчастіше у дзеркальній установці, у більшості випадків із затягуванням внутрішнього кільця, за схемою Х. В опорах, де переважають радіальні навантаження, використовують підшипники з центральним кутом конусу $15...25^\circ$, при підвищених осьових навантаженнях – з кутом $30...60^\circ$.

Дворядні конічні роликопідшипники мають різну кількість роликів у передньому та задньому кільцях, завдяки чому знижується рівень вібрацій шпинделя та поліпшується стабільність положення його осі.

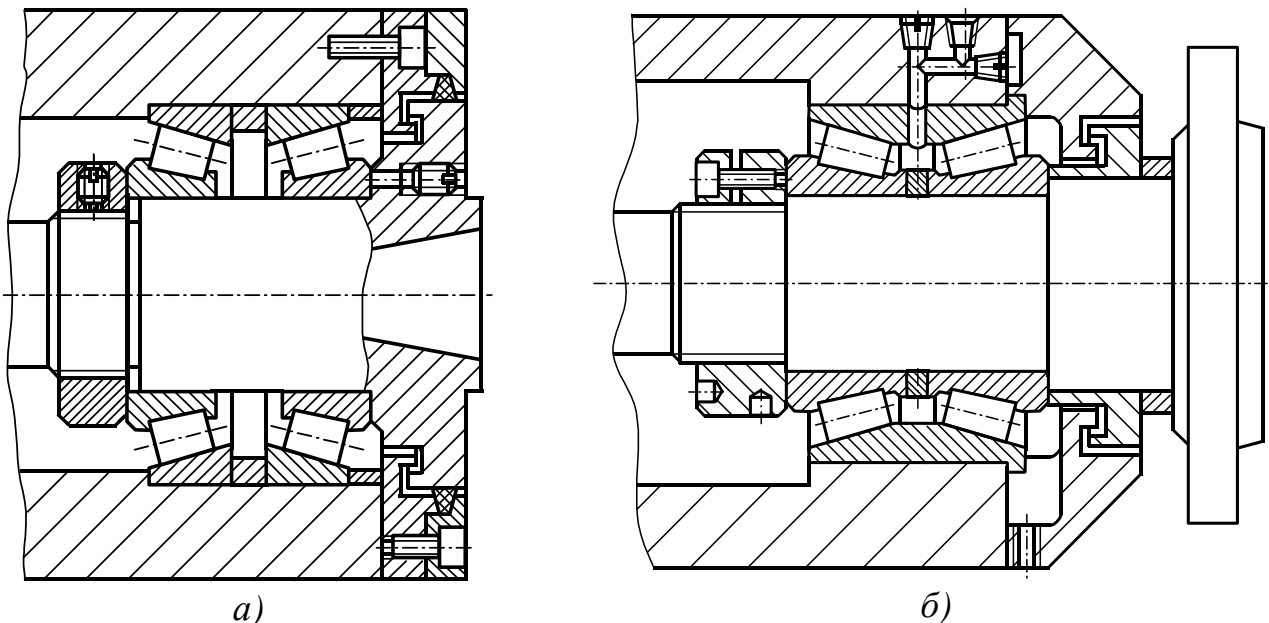


Рис. 16 Передні опори ШВ з конічними підшипниками: а – однорядним; б – дворядним серії 69700Л з регулюванням натягу в опорі проставочним кільцем.

Регулювання радіального зазору у дворядних підшипниках здійснюється шляхом осьового переміщення внутрішнього кільця заднього підшипника, найчастіше з використанням регулювальних гайок. Величина необхідного натягу або зазору

забезпечується довжиною проміжного кільця, обробленого заздалегідь, завдяки чому відпадає необхідність у регулюванні або у підгонці деталей під час монтажу ШВ.

На рис. 17 зображено ШВ, що має передню опору, в якій встановлено дворядний роликотпідшипник з регульованим радіальним зазором чи натягом [13].

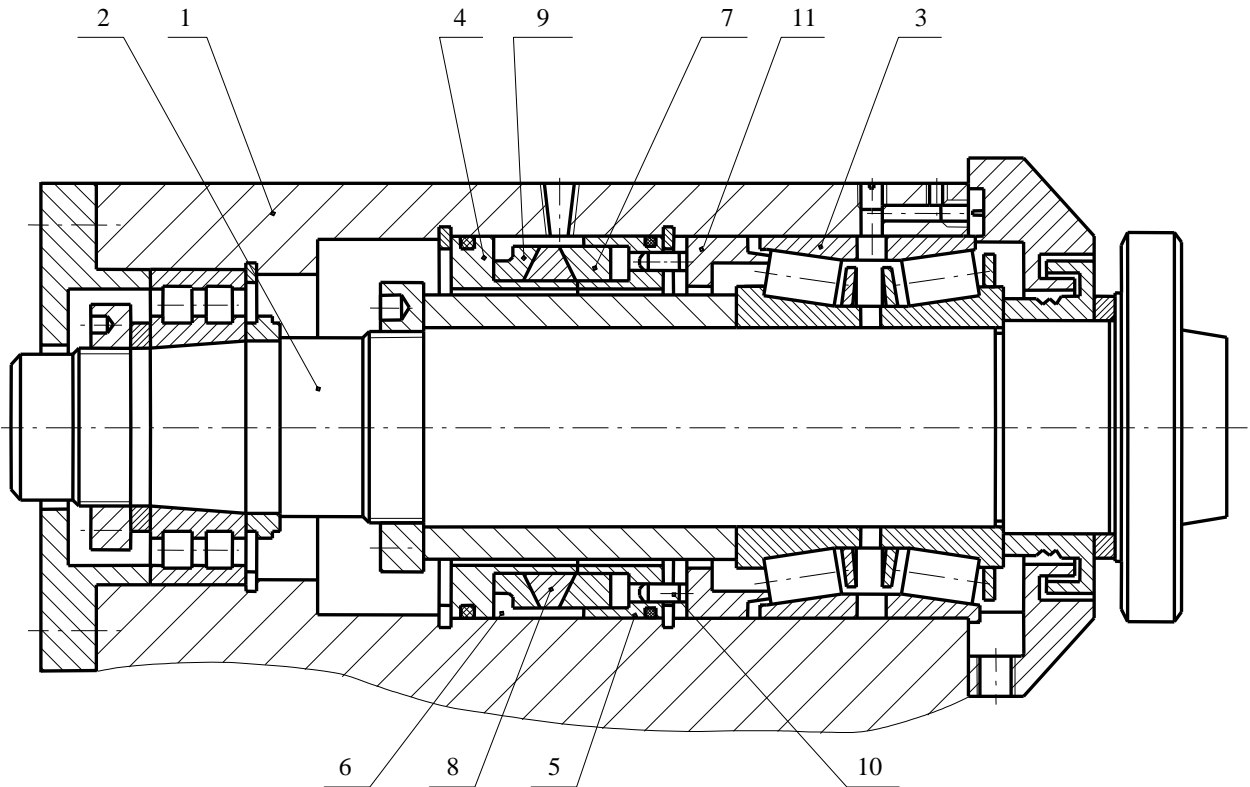


Рис. 17 Регулювання натягу в опорах з дворядними конічними роликотпідшипниками серії 69700Л спеціальним пристроєм

У корпусі 1 співвісно із зовнішнім кільцем підшипника 3 встановлено нерухомий стакан 4 та кільцевий нерухомий циліндр 5. У порожнині 6 розташовані рухоме кільце 7 та конічний термоелемент 8, який виконано із матеріалу з іншим коефіцієнтом теплового розширення у вигляді клинового кільця та нерухоме кільце 9. Деталі 7, 8 та 9 спрягають конічними торцями.

З протилежного торця кільцевого циліндра 5 виконані отвори, в яких встановлені поршні 10.

Під час роботи поршні 10 переміщуються під впливом тиску масла або при радіальному розширенні (звуженні) термоелемента 8. виконаного із матеріалу з

більшим (меншим) коефіцієнтом теплового розширення, і впливають на стакан 11, який тисне на торці роликів та регулює зазор у підшипнику 3.

Конічні роликопідшипники мають високий рівень витрат на тертя, зумовлений лінійним контактом ролика та доріжки кочення (на відміну від точкового у шарикопідшипниках), додаткові витрати на тертя виникають на поверхні контакту бурту кільця з торцями роликів. Тому швидкість обертання конічних роликопідшипників обмежена параметрами $d_m n_{\max} \geq 3 \cdot 10^5$ мм·об/хв та $R_n = 100$. При використанні спеціальних синтетичних мастил (пластичні мастила для швидкісних підшипників), що мають високу поверхневу активність та сталість проти окислення, можна підвищити швидкісний параметр до $d_m n_{\max} = 4 \cdot 10^5$ мм·об/хв.

Для підвищення швидкохідності використовують різні конструктивні засоби. Наприклад:

Фірма La Precision Industrie LIE (Франція) випускає роликопідшипники типу Gamet, що у всіх виконаннях (однорядні з кутом, без бурта, з широким зовнішнім кільцем та пружинами [25]; дворядні з буртом та без бурта) мають оригінальної конструкції сепаратор, який займає майже весь вільний простір між доріжками кочення внутрішнього та зовнішнього кілець, порожнисті ролики, систему внутрішніх каналів, по яким циркулює мастило під дією відцентрових сил, на 1 ролик більше у сепараторі переднього кільця ніж у сепараторі заднього, на кілька мікрометрів більший діаметр отвору заднього

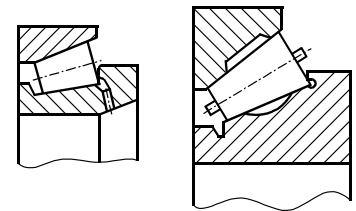


Рис. 18 Спеціальні конічні роликопідшипники фірми Timken (США).

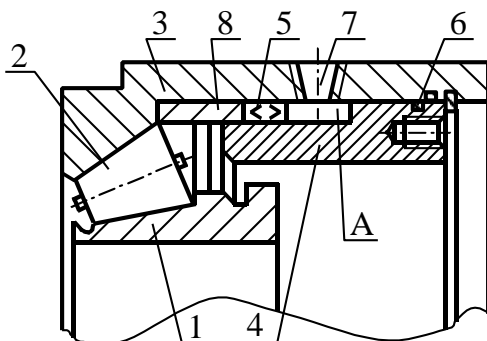


Рис. 19 Конічний роликопідшипник Hydra-Rib фірми Timken (США).

внутрішнього кільця (полегшує переміщення кільця при регулюванні зазору-натягу).

Фірма Timken (США) для зменшення тепло-виділення (тобто з метою збільшення швидкохідності) здійснює підведення мастила через внутрішнє кільце у зону контакту торців роликів та бурта, зменшує поверхні тертя роликів та доріжок кочення за рахунок виїмок на доріжках кочення зовнішнього

та внутрішнього кілець.

Конструкція підшипників Hydra-Rib (фірма Timken, США) забезпечує незалежність натягу від зовнішнього впливу. Між внутрішнім 1 та зовнішнім 3 кільцями знаходиться кільце 4 з ущільненнями 5 та 6. У замкнену порожнину А через отвір 7 підводиться мастило. Тиск його автоматично змінюється відповідно навантаженню на шпиндель, яке залежить від сил різання. Збільшення тиску супроводжується зміщенням кільця 8 вліво, зростанням сили, з якою воно діє на ролик 2, і, як результат, збільшенням натягу у підшипнику.

При цьому сила натягу через шпиндель передається конічному підшипнику передньої опори. Регулювання тиску у порожнині А здійснюється взаємозалежністю від температури передньої опори. Конструкція забезпечує швидкохідність до $4 \cdot 10^5$ мм·об/хв.

Дистанційне регулювання натягу у процесі роботи дозволяє змінювати жорсткість, демпфірувальні властивості та теплові втрати ШВ. При цьому передбачається декілька ступенів регулювання натягу та відповідні їм тиски. Наприклад, для верстата моделі 26912НЗФ4 – це три ступені регулювання при тискові 0,6, 0,4 та 0,2 МПа. Осьове зусилля становить відповідно 13, 8,6 та 4,3 кН. Перша ступінь використовується при найважчих (чорнових) режимах різання, а остання – при чистових.

Система регулювання натягу у конічних підшипниках наведена у [10, 12, 13].

6.3 Радіально-упорні шарикопідшипники.

Використовують

- при малому або середньому навантаженні на шпиндель та високих частотах обертання – в обох опорах;
- для фіксації шпинделя в осьовому напрямі – переважно у задніх опорах.

У фіксованих опорах сприймають комбіноване навантаження (радіальне, осьове та моментне), а у плаваючих опорах – лише радіальне.

Ці підшипники найшвидкохідніші з поміж усіх інших ($K_V = (10 \dots 18) \cdot 10^5$), мають незначні втрати на тертя, але також характеризуються мінімальною жорсткістю. Для підвищення жорсткості у кожній опорі встановлюють по кілька підшипників.

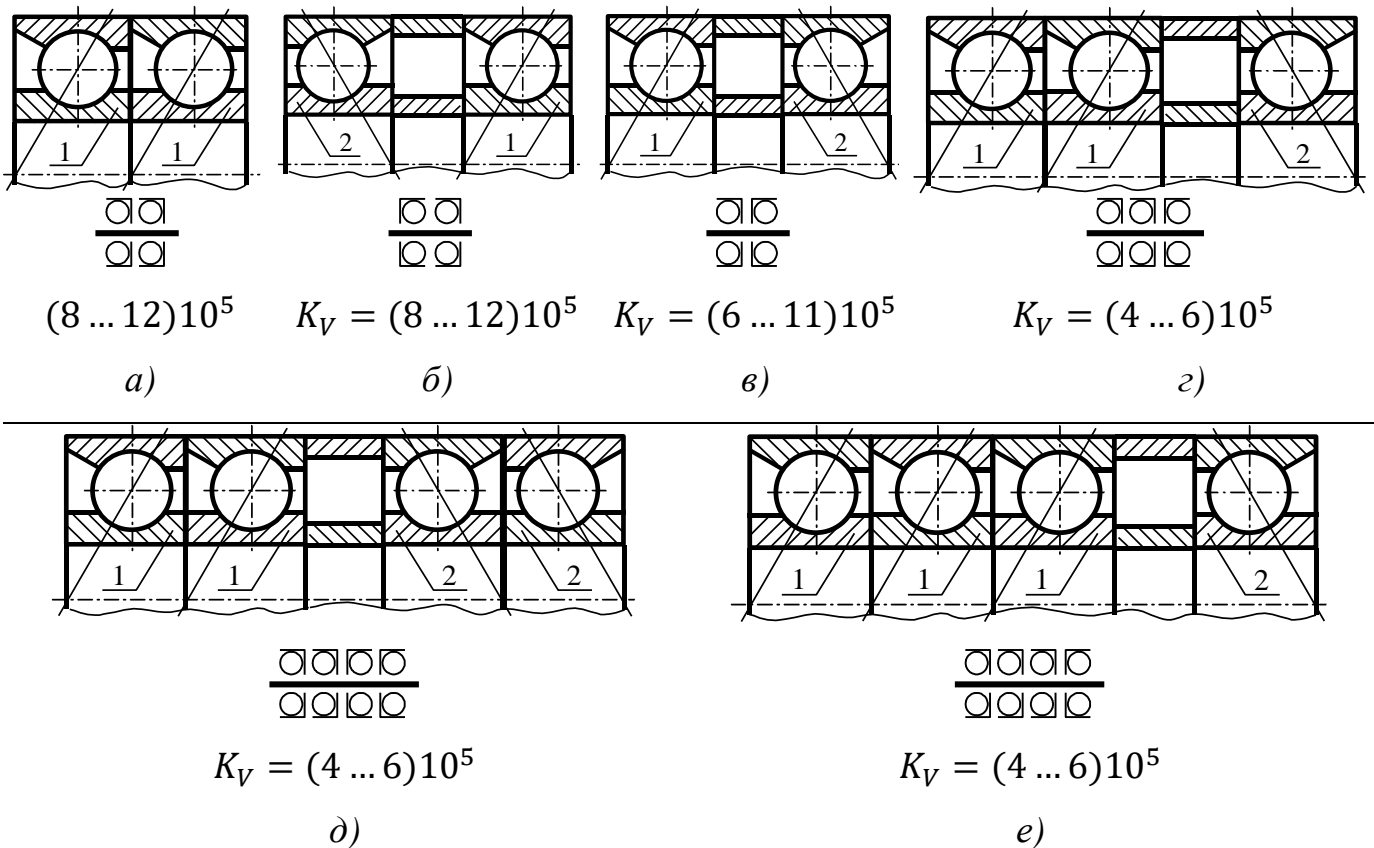


Рис. 20 Типові схеми розташування радіально-упорних підшипників в опорі:

а) – дуплекс-тандем; б) – дуплекс-Х; в) – дуплекс- О; г) – триплекс-тандем – О;
д) – тандем-дуплекс-О-тандем (квадруплекс); е) – 3-тандем-дуплекс–О (квадрито).

Схема „дуплекс-О“ (рис. 20, в) забезпечує більший ефект заземлення шпинделя, ніж у схемі „дуплекс-Х“ (рис. 20, б), що добре впливає на працездатність ШВ при консольних навантаженнях. Схема „дуплекс-Х“ використовується переважно у задніх опорах та валах коробок передач при необхідності забезпечення самовстановлювання, бо припускає деякий перекіс валів (до $0,25^\circ$ в залежності від попереднього натягу)

Навантаження у схемах „Х“ та „О“ сприймаються в обидва боки, можна забезпечити попередній натяг, що підвищує жорсткість.

Схема „триплекс-тандем-О“ збільшує жорсткість опори, але знижує швидкохідність.

Встановлення чотирьох підшипників в опорі ШВ використовується не часто, бо при підвищенні жорсткості одночасно суттєво знижується швидкохідність. Відомі випадки, коли, за високої швидкохідності й порівняно значних осьових навантажень, одна пара підшипників, встановлена за схемою О, сприймає суто

осьові навантаження і з цією метою її розвантажують від дії радіальних навантажень (за рахунок вибору посадок).

Довідка

Система позначень, прийнята ДПЗ:

Перша цифра – попередній натяг (відповідно 1 – легкий, 2 – середній, 3 – важкий); друга цифра – клас точності; третя цифра – схема складання (2 – схема „дуплекс-О“, 4 – схема „дуплекс-тандем“, 6 – схема „дуплекс-Х“, 8 – схема „триплекс-О-тандем“); наступні 5 цифр тип та розмір підшипника, буква „К“ – кут контакту 15° , „У“ – універсальне виконання, тобто можна встановити за будь-якою схемою.

Наприклад, опора 12-436108КУ: легкий попередній натяг, клас точності – 2, опора містить два підшипники типорозміру 36108, що встановлені за схемою „дуплекс-тандем“, підшипник має кут контакту 15° , внутрішній діаметр підшипника $5 \times 8 = 40$ мм, може встановлюватися за будь-якою схемою.

Слід враховувати, що зараз у позначеннях підшипників, які випускає Україна, Росія та інші країни колишнього Радянського Союзу, діють децю інакші норми, спільні чи індивідуальні для кожної з країн. Імпортні підшипники мають, відповідно, свої системи позначень. Вказану систему позначень наведено з метою проілюструвати логіку утворення.

Типова конструктивна реалізація згаданих схем розташування радіально-упорних підшипників наведена на рис. 21.

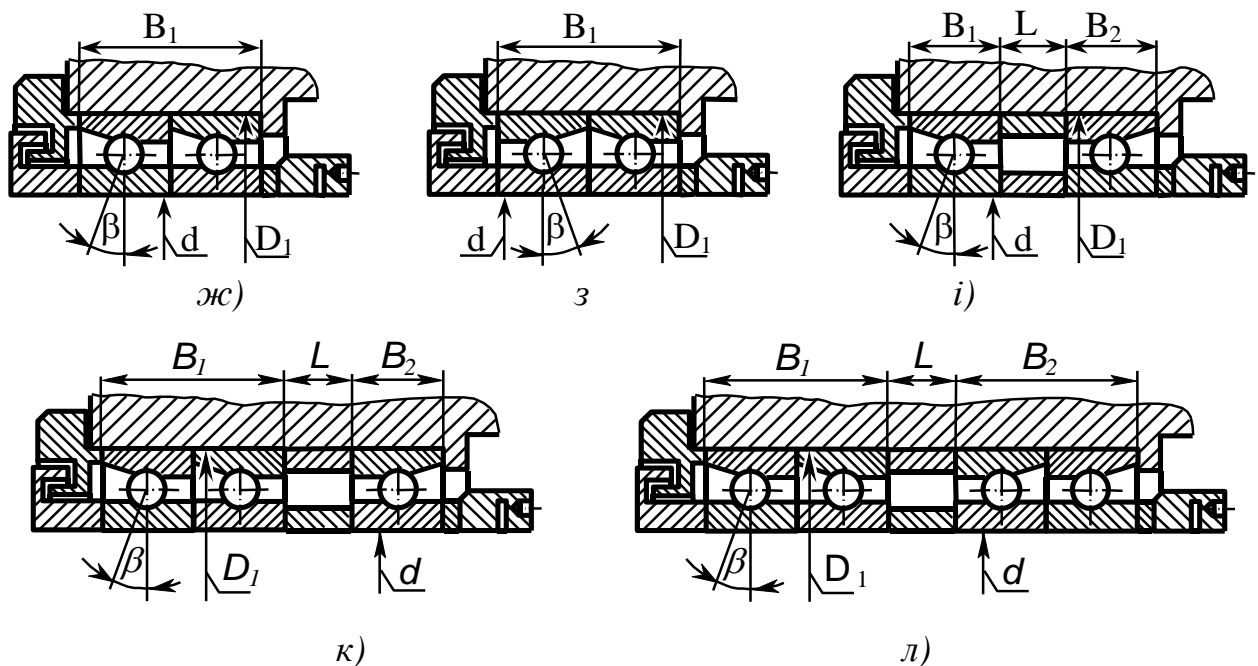


Рис. 21. Типові конструкції опор шпиндельних вузлів.

Підшипники поставляють в одиночному виконанні (серій 36100, 36200, 36900 з кутом контакту $\alpha=12^\circ$; серій 46100, 46200, 46900 з кутом контакту $\alpha=26^\circ$; серій 66100, 66200, 66300, 66400 з кутом контакту $\alpha=36^\circ$ – випускають переважно середніх та важких серій) або комплектами з 2-х, 3-х чи 4-х паспортизованих підшипників. Маємо можливість обрати підшипник із різною осьовою вантажопідйомністю в залежності від кута контакту (12° , 26° , 36° , у швидкісних підшипниках закордонного виробництва – 12° , 15° або 25°). Припустиме осьове навантаження радіально-упорних шарикопідшипників збільшується зі збільшенням кута контакту. Кут 26° (25°) вибирають, якщо шпиндель призначений в основному для свердління, 15° – для фрезерування.

Довідка

Масивні латунні сепаратори можуть мати різне центрування.

Центрування по внутрішнім кільцям підшипника має певні недоліки: погіршуються умови змащування, відбувається нерівномірне зношення, яке призводить до дисбалансу сепаратора та неприпустимому збільшенню зазору між сепаратором та кільцем, що викликає, в свою чергу, коливання сепаратора відносно кільця. Наслідком цих явищ є збільшення опору обертанню та тепловиділення, які можуть іноді викликати навіть руйнування сепаратора. Цей варіант центрування непридатний, коли є інерційне навантаження.

При центруванні сепаратора по зовнішньому кільцю забезпечується відкидання мастила на периферію, що покращує змащування поверхні зовнішнього кільця у зоні контакту, а площа зони контакту кільця і сепаратора у цьому разі більша (тобто знижується питомий тиск сепаратора на кільця) як наслідок відбувається зменшення тепловиділення у підшипнику та зношення. Зношення сепаратора в цьому разі приводить до його самобалансування, а коливання мають згасаючий характер

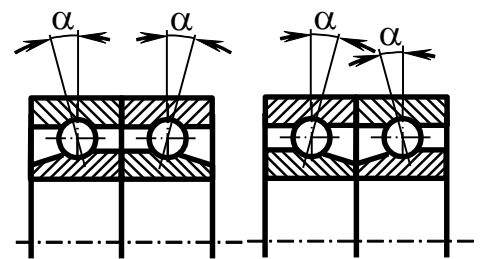
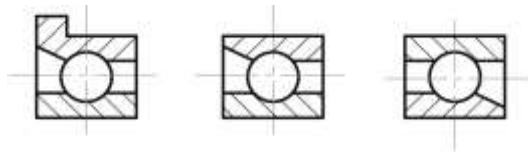


Рис. 22 Підшипники серій 236000, встановлені за схемами „дуплекс“.

Випускають також підшипники серій 236000, 236000К (з кутом контакту $\alpha=15^\circ$), 246000, 266000, які забезпечують жорсткішу

кутову фіксацію валу, ніж, відповідно, підшипники типів 36000, 36000К, 46000, 66000. Ці підшипники мають сепаратори із центруванням по бортиках внутрішніх кілець (а не зовнішніх, як у традиційних підшипниках). Така конструкція доцільна для швидкісних вузлів, бо покращується змащування місць тертя сепаратора об кільце, зменшується перемішування (барботаж) мастила, при обертанні відбувається самобалансування, тощо.

Довідка



*Рис 23. Підшипники фірми SNFA, Італія (працює в складі компанії SKF)
Кути контакту – 15° , 25° . Сепаратори: бронзові, текстолітові, латунні.*

Натяг радіально-упорних підшипників регулюється зміщенням зовнішнього кільця відносно внутрішнього:

- підшлифовкою торців підшипників (а);
- різної довжини втулками між внутрішніми та зовнішніми кільцями (б);
- розпірними пружинами (в);

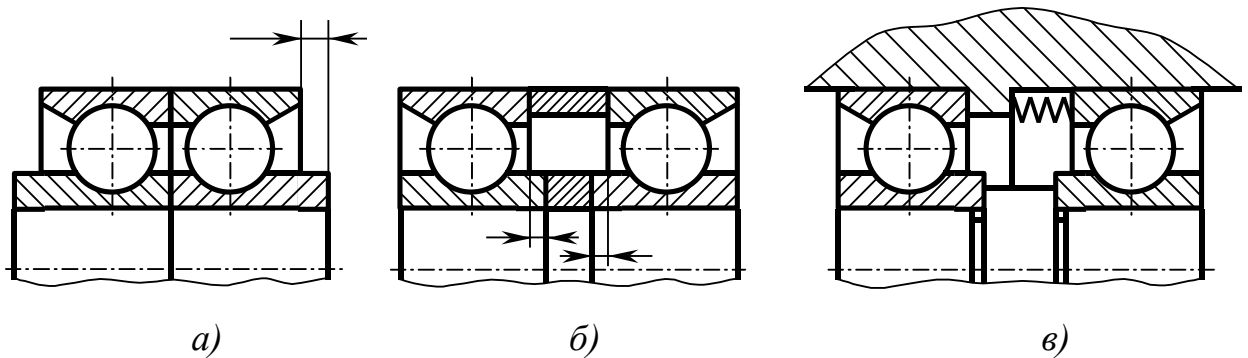


Рис. 24 Способи створення натягу в радіально-упорних підшипниках

Можуть бути використані також скомплектовані подвійні підшипники, що не регулюються при експлуатації [2, 17], (рис. 25) Шарики знаходяться у стані попереднього натягу. Натяг забезпечується при осьовій фіксації на валу або у корпусі (це підшипники серій 200000 – схема „О“, 300000 – схема „Х“, 400000 – схема

тандем, позначення „2“, „3“, „4“ показують схему розташування, наприклад, серії 236000, 336000, 436000 з кутом контакту 12° – схеми, відповідно, „О“, „Х“, тандем).

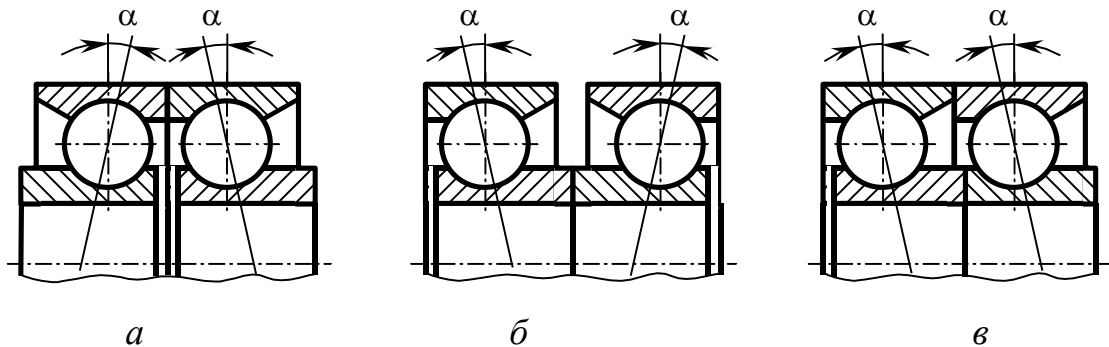


Рис. 25. Шарикопідшипники радіально-упорні комплектні:

а – серії 200000; б – серії 300000; в – серії 400000

Підшипники з одного комплекту не є взаємозамінними з підшипниками іншого комплекту. Сприймають радіальні, комбіновані та двобічні осьові навантаження. Підшипники серії 200000 можуть застосовуватись у “плаваючих” опорах без фіксації зовнішніх кілець в осьовому напрямку.

Є дані [21], що при постачанні підшипників у комплекті їх навантажувальна здатність за критерієм не розкриття стиків (тобто не утворюються зазори) та радіальна жорсткість вищі на 20...30%, ніж при використанні підшипників в універсальному виконанні.

Використовують також опори, що комплектуються радіально-упорними підшипниками з різними кутами контакту. Основна відмінність таких опор у різних осьових несучих здатностях за критерієм не розкриття стиків. Так, наприклад, в опорі триплекс-О-тандем є можливість розкриття стиків у задньому підшипнику. Якщо передні підшипники мають кут контакту 26° , а задній – 15° , то це дозволяє більш, ніж вдвічі підвищити осьову несучу здатність ШВ при одночасному зниженні осьової жорсткості менш, ніж на 20% [28].

Радіально-упорні підшипники виготовляють з легким, середнім та важким попереднім натягом.

Наприклад для підшипника 46100 із $d=100$ мм легкий натяг становить 650 Н, середній – 1950 Н (46200: відповідно 1270 Н та 3810 Н). Тут натяг задано як постійне попереднє навантаження тіл кочення.

Збільшення натягу призводить до зменшення граничної частоти обертання.

Так при схемі дуплекс-О гранична частота, передбачена для одного підшипника, зменшується за умови легкого натягу – на 20%, а за умови важкого натягу – на 60%, а при схемі триплекс-тандем-О навіть на 70%.

У підшипників закордонних фірм натяги позначають літерами: L – легкий, M – середній, S – важкий. У підшипників ДПЗ – цифрами (відповідно 1, 2 та 3), що зазначені перед позначенням класу точності.

Наприклад, 22-846120K – підшипники серії 46120K, скомплектовані за схемою триплекс-тандем-О, клас точності 2, середній попередній натяг.

Кількість підшипників в опорі визначають її швидкохідність та вантажопідйомність. Наприклад, за даними фірми FAG при встановленні кількох підшипників в опорі фактор редукції швидкості становить не менше за 0,9 для схеми дуплекс-О та 0,75 для схеми триплекс-тандем-О.

Таблиця 7.

Коефіцієнти зміни показників працездатності радіально-упорних шарикопідшипників

Схема розташування підшипників в опорі	Коефіцієнт зміни ширини опори	Коефіцієнт зміни статичної та динамічної вантажопідйомності	Коефіцієнт зміни граничної частоти обертання при натягу		
			легкому	середньому	важкому
По одному в опорі	1	1	1	0,8	0,5
По два в опорі: „дуплекс-О“	2	1,62	0,8	0,65	0,4
По два в опорі: „дуплекс-Х“	2	1,62	1	0,8	0,5
По три в опорі: „триплекс-тандем-О“	3	2,15	0,8	0,5	0,3

Для високошвидкісних ШВ застосовують керамічні підшипники 2-х типів:

- повністю керамічні (шариків та кільця виготовлені, наприклад, з нітриду кремнію);
- гібридні, у яких з кераміки виготовлені лише кульки.

Ці підшипники забезпечують приблизно вдвічі більшу швидкохідність, зменшений в $\sim 1,8$ рази нагрів, нижчі коефіцієнти тертя та лінійного розширення (\sim на 75%). Наприклад, гібридні керамічні підшипники з нітриду кремнію дали можливість забезпечити $n=40000$ об/хв. в обробному центрі фірми Cincinnati Machine та $n=60000$ об/хв. ($P=4,5$ кВт) в обробному центрі LX-1 фірми Matsuura.

Довідка

Матеріал, який використовується для шарикопідшипників, впливає на температуру, вібрацію і тривалість життя шпинделя. Гібридні керамічні підшипники забезпечують явні переваги порівняно зі звичайними шарикопідшипниками зі сталі.

Матеріал – кераміка: нітрид кремнію Si_3N_4

Властивості матеріалу:

- низький коефіцієнт тертя
- низька теплопровідність
- корозійна стійкість
- відсутність магнетизму
- електроізоляційні

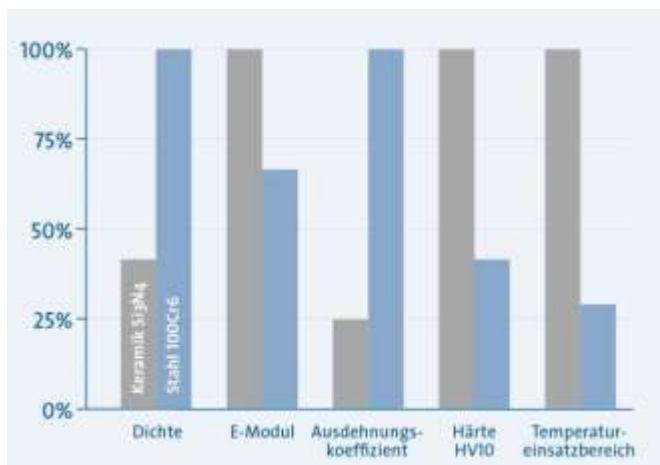


Рис.26 Властивості кераміки (нітрид кремнію) Si_3N_4 та роликової підшипникової сталі (хромована сталь) 100Cr6 [<https://www.gmn.de/en/>]. Показано: міцність, пружність, коефіцієнт тертя, твердість, температурні деформації.

Переваги

- Значний термін експлуатації (більш ніж удвічі більший порівняно із сталевими);
- Високі швидкості (переважають підшипники із сталевими кульками більш ніж на 30 % завдяки трибологічним властивостям);
- Меньша вартість мастильних матеріалів;
- Вище жорсткість

- Підвищення власних частот;
- Підвищення точності обробки;

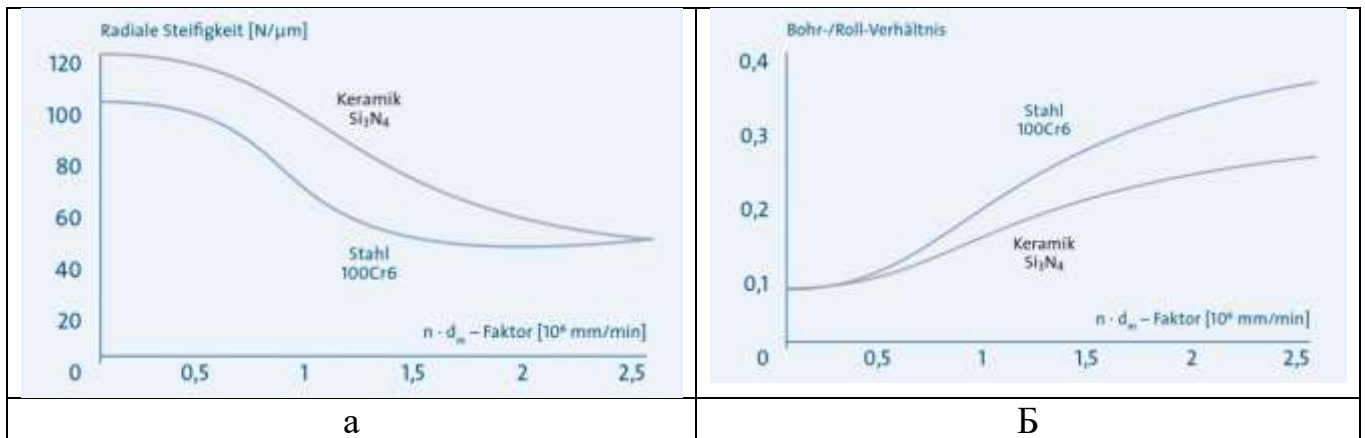


Рис. 27 Порівняльні характеристики керамічних і сталевих кульок [https://www.gmn.de/en/]: залежність від швидкості – радіальної жорсткості (а) та співвідношення розмірів отвору й тіла кочення (б).

Переваги гібридних керамічних підшипників:

- зменшення маси кульок;

Керамічні шарикопідшипники мають масу кульок на 60 відсотків менше, ніж маса сталевих кульок. При роботі кулькового підшипника, особливо на високих швидкостях обертання, відцентрові сили виштовхують кульки на зовнішнє кільце і навіть починають деформувати форму кульки. Коли підшипник починає деформуватися, він зношується швидше. Керамічні кульки з меншою масою не будуть зношуватися з тією ж швидкістю. Використання керамічних кульок дозволяє збільшити швидкість обертання до 30 % при заданому розмірі шарикопідшипника, без шкоди для терміну служби.

- запобігання холодному зварюванню;

Керамічні кульки не вступають в реакцію з доріжками кочення як це відбувається із сталевими, що виключає стан, який називається холодним зварюванням – однієї з причин виходу підшипника з ладу. Холодне зварювання викликає зношення поверхні: зумовлює сколювання матеріалу доріжок при обертанні підшипника і створює шорсткість поверхні кочення, що призводить до виділення тепла і виводить підшипники з ладу.

- зменшення тепловиділення;

У зв'язку з майже ідеальною круглістю керамічних кульок, гібридні керамічні підшипники не сприяють значному виділенню тепла, що збільшує термін служби підшипника.

- рівень вібрацій нижче;

Гібридні керамічні підшипники мають жорсткість вище і більш високі власні частоти, що робить їх менш чутливими до вібрації, в результаті чого збільшується термін служби підшипників.

Випускають також радіально-упорні підшипники із зменшеними кульками та точними кільцями: дозволяють збільшити $K_V \sim$ у 2 рази або \sim на 60-70% збільшити жорсткість.

Разом із стандартними підшипниками кочення використовують також спеціальні підшипники.

Дворядні серії 256000 ($\alpha=26^\circ$) із спільним зовнішнім кільцем. Мають більшу навантажувальну здатність та жорсткість, краще демпфірування, менші втрати на тертя, за рахунок широкого зовнішнього кільця – краще балансування, зручніше складання. Їх перевагою є зменшення ширини порівняно з парою однорядних радіально-упорних кулькових підшипників.

Дворядні (серії 166800Л, 66118У) з упорним буртом на спільному зовнішньому кільці для встановлення у передній опорі при однобічному переважаючому осьовому навантаженні (рис. 26). Внутрішнє кільце є розрізним. Має незалежні латунні або текстолітові сепаратори. Може мати різні кути контакту: у передньому ряді кульок $\alpha_1=26^\circ$, у задньому $\alpha_2=13^\circ$. Це забезпечує сприймання осьового навантаження обома рядами.

Підшипники з 4-точковим контактом з рознімним зовнішнім (рис. 27) або внутрішнім кільцем (серії 11600 та 17600) для ШВ точних верстатів при обмежених осьових габаритах. Добре працюють за високих частот обертання під осьовим навантаженням.

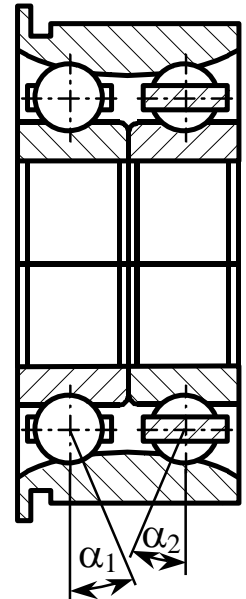


Рис. 28 Підшипник серії 166800Л

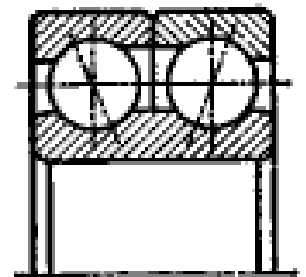


Рис. 29 Підшипник з рознімним зовнішнім кільцем

6.4 Упорно-радіальні дворядні шарикопідшипники з кутом контакту 60° .

Функціонально це – упорні підшипники: сприймають лише осьові навантаження, бо від радіальних навантажень розвантажують за рахунок посадки на вал із зазором. Порівняно із упорними шарикопідшипниками несуча здатність менша у середньому на 25-40% (за даними каталогів фірм SKF (Швеція) та FAG (Германія), що не має

практичного значення для ШВ, оскільки розміри шпинделя, які обирають за критерієм жорсткості, мають, як правило, достатній ресурс за втомою [25].

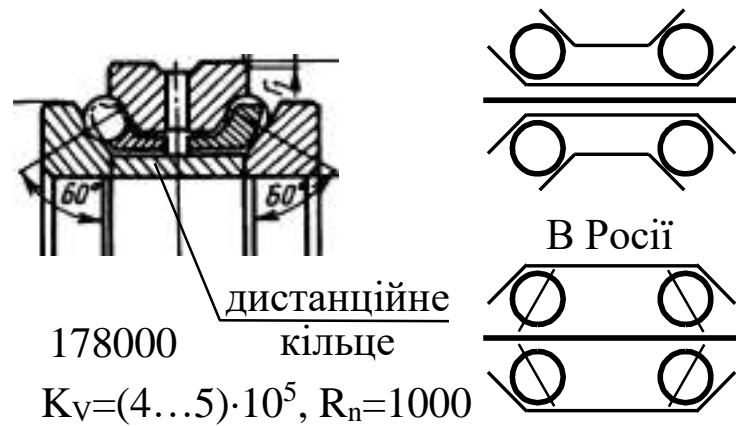


Рис. 30 Упорно-радіальний підшипник

Швидкохідність за рахунок конструктивних особливостей (кут контакту 60° , шарики відносно малі та легкі, особлива конструкція сепаратора) вища у 2-2,5 рази за припустимі швидкості упорних шарикопідшипників. Нагрів упорно-радіальних підшипників також суттєво менший.

Попередній натяг забезпечується (обмежується) шириною дистанційного кільця, яке виготовляють за розміром, що визначений заздалегідь (розрахунком або експериментально). Відпадає потреба регулювати натяг під час монтажу ШВ, тож забезпечується його стабільність, а тим самим довговічність підшипника.

Встановлюють найчастіше у парі з підшипником типу 3182100, який сприймає радіальні навантаження. На рис. 29 – типова компоновка попередньої опори токарних і фрезерних верстатів: точна, жорстка, швидкохідна.

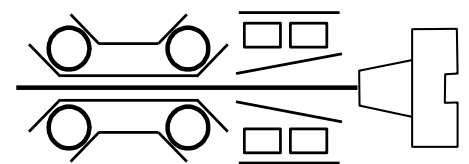


Рис. 31 Типова компоновка передньої опори фрезерного верстату

Випускають упорно-радіальні підшипники у двох виконаннях, що відрізняються діаметром отвору внутрішнього кільця. При розташуванні такого підшипника в опорі з боку меншого чи більшого діаметру конічної посадкової шийки, яка призначена для роликотопідшипника з короткими циліндричними роликами, тобто

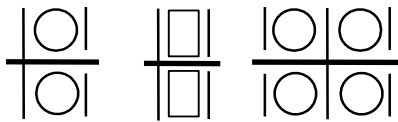
попереду чи позаду роликopідшипника, встановлюють відповідно упорно-радіальні підшипники серій 178800 чи 178900 (серії 234400 та 234700 фірми SKF)

Фірма FAG випускає для ШВ верстатів також однорядні великогабаритні упорно-радіальні шарикopідшипники з кутом контакту $\alpha=60^\circ$, розміри приєднання, яких співпадають з розмірами звичайних упорних однорядних шарикopідшипників, але котрі мають значно вищу швидкохідність [25].

6.5 Упорні шарико- та роликopідшипники.

Застосовують при великих осьових навантаженнях, відносно невеликих швидкостях.

Умовні позначення на кінематичних схемах:



Нормальна працездатність забезпечується правильним регулюванням натягу.

Натяг повинен:

- запобігати зміщенню кульок з доріжок під дією відцентрових сил;
- виключити повороти кульок від дії гіроскопічного моменту, який виникає як наслідок змінювання положення осі обертання кульок.

Для забезпечення цих вимог натяг повинен зростати пропорційно квадрату частоти обертання. Задають його, як правило, значенням сили.

Найзручніше встановлювати натяг за допомогою пружин:

- підвищується стабільність натягу;
- зберігається в обох підшипниках при великих навантаженнях;
- зменшується вірогідність пошкодження доріжок кочення внаслідок відцентрового та гіроскопічного ефектів.

Пружини завжди встановлюють з боку нерухомого кільця (рис. 31, а), у проміжних упорних дисках (рис. 31, б) або з обох боків дворядного підшипника (рис. 31, в).

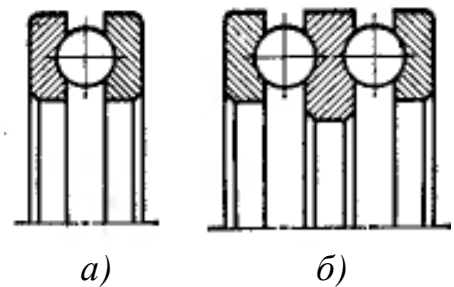


Рис. 32 Шарикopідшипники упорні: а – одинарний серії 8000; б – подвійний серії 38000.

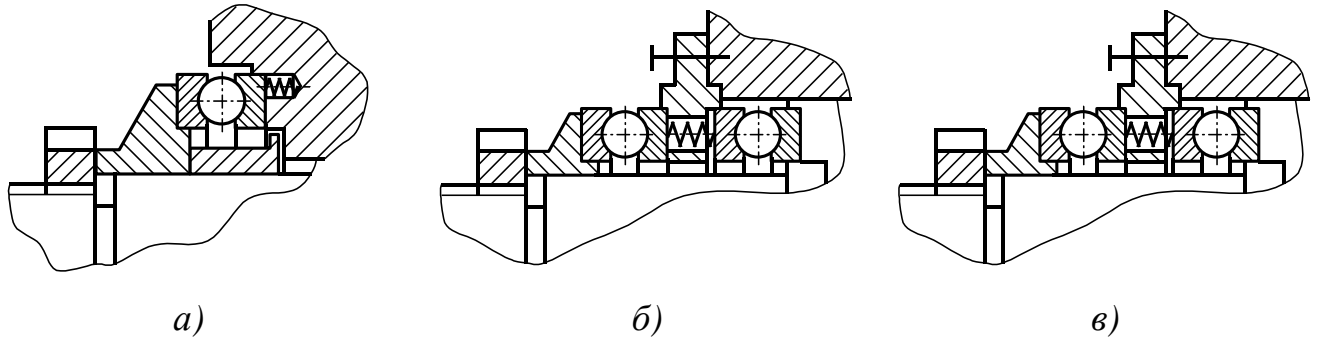


Рис. 33 Регулювання натягу упорних шарикопідшипників за допомогою пружин

Горизонтальні вали найчастіше фіксують за допомогою упорного підшипника, а радіальні опори є „плаваючими“. „Плаваючу“ установку нерухомого кільця упорного підшипника не рекомендують. При установці „тугого“ кільця упорного підшипника на валу, який змонтовано на радіальних підшипниках, вільне кільце встановлюють у отвір корпусу з радіальним зазором по зовнішній поверхні не менше, ніж 0,5...1,0 мм на сторону (залежно від розміру підшипника). Наявність зазору забезпечує самовстановлення вільного кільця у радіальному напрямку.

На вертикальних валах не рекомендується центрувати вільне (тобто те, яке сидить на валу із зазором) кільце у корпусі. Доцільними є варіанти установок, що показані на рис. 32.

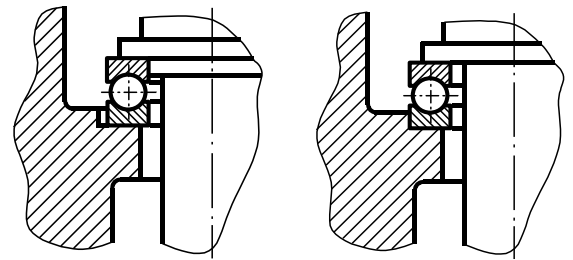


Рис.34 Встановлення упорних підшипників на вертикальних валах

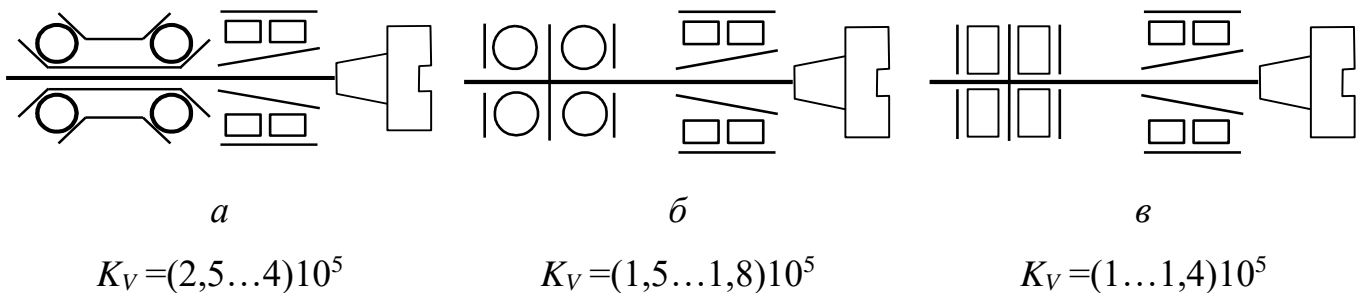


Рис. 35 Компоновки передніх опор ШВ при великих осьових навантаженнях:

Наприклад, схема б) рис. 35 рекомендується для ШВ токарних та фрезерувальних верстатів середніх розмірів. Конструкція має достатню радіальну та осьову жорсткість та точність обертання. Однак верхня межа частот обертання обмежена значним тепловиділенням у передній опорі та впливом гіроскопічного та відцентрового

ефектів на роботу упорних шарикопідшипників. Цей недолік можна усунути, використавши радіально-упорний підшипник замість упорного (схема а).

ШВ за схемою б) притаманна висока осьова жорсткість опор, що робить конструкцію особливо придатною для високоточних фрезерувальних верстатів, а також для низько обертових опор, у столах карусельно-шліфувальних та зубофрезерувальних верстатів. Переміщення упорних підшипників у задню опору не є доцільним, бо різко збільшиться температурна деформація і внаслідок цього, можливе зміщення базового торця.

Конструктивна реалізація:

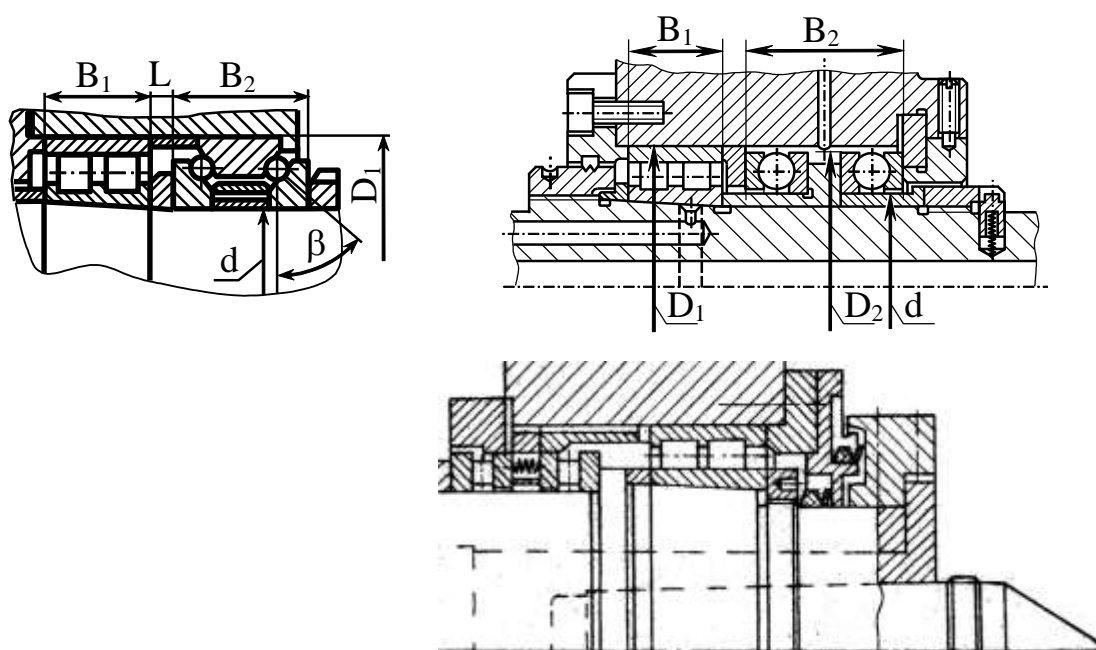
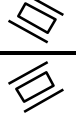
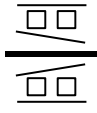


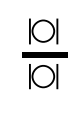
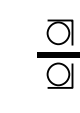


Рис. 36

Таблиця 8

Порівняльні характеристики підшипників

Позначення						
Жорсткість	1	0,95	0,5	0,7	1	0,2

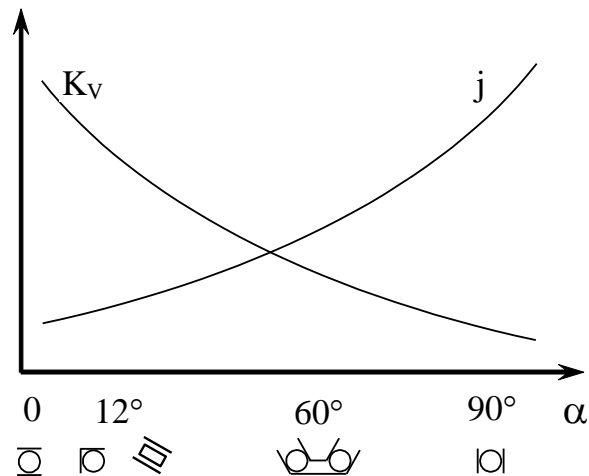


Рис. 37 Якісна залежність швидкохідності й жорсткості підшипників від кута контакту.

6.6 Голчасті підшипники [7, 32]

Використання голчастих підшипників у ШВ верстатів зумовлено їх малою монтажною висотою за високої вантажо-підйомності. Використовують голчасті підшипники наступних видів:

а – радіальні голчасті підшипники з пружним мембранним зовнішнім кільцем та саморегулюванням зазору-натягу випускає фірма INA (рис. 34). Підшипники складаються з внутрішнього та зовнішнього

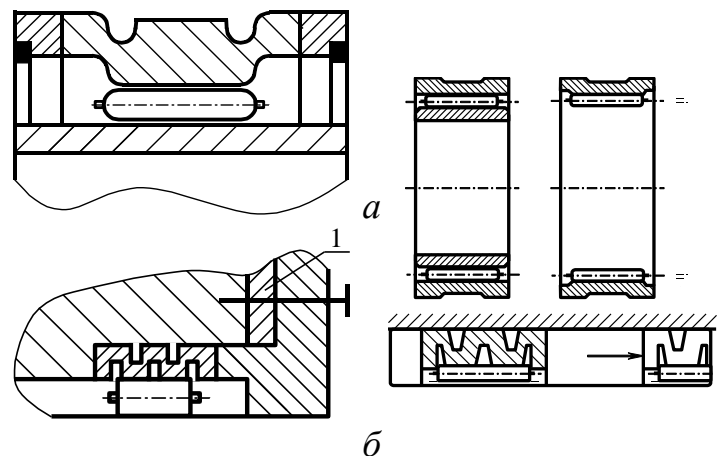


Рис. 38. Голчасті підшипники з пружним зовнішнім кільцем

колець та комплекту голок з сепаратором. Внутрішнє кільце може бути відсутнє, тоді внутрішня доріжка кочення шліфується безпосередньо на шпинделі.

Аналогічні голчасті підшипники випускає фірма SKF та інші.

Особливість цих підшипників – зовнішнє кільце, що має можливість пружного деформування. Стисканням кільця в осьовому напрямку можна створити попередній натяг. Регулювати підшипник можна, наприклад, за допомогою проставочного кільця 1 (рис. 34, б) між фланцем та корпусом (в залежності від товщини проставочного кільця змінюється сила натискання на мембранне кільце і, відповідно, регулюється

натяг підшипника). Приклад шпиндельного вузла з підшипниками з пружним зовнішнім кільцем наведено у [7, рис. 103].

Підшипники випускають з діаметром отвору від 30 до 100 мм. Однак, вони не мають широкого застосування, внаслідок відносно невисокої точності

б) голчасті підшипники типу „Дельта“ випускає фірма „Наделла“ (Франція).

Підшипник типу „Дельта“ має зовнішнє кільце з трьома виступами, розташованими із зміщенням у 120° по колу. По цих виступах відбувається контакт із корпусом або гільзою. Конструкція цих підшипників забезпечує виникнення після монтажу, внаслідок деформації зовнішнього кільця (полегшується за рахунок виступів), трьох зон зазорів, розташованих під кутом 120° . У цих зонах відбувається вирівнювання (усунення) перекосів та охолодження голчастих роликів. Наслідком цього є швидкохідність, точність та довговічність підшипників типу „Дельта“, що значно вища, ніж у звичайних голчастих підшипників.

Натяг можуть створювати пружні башмаки-сегменти, що деформують зовнішнє кільце за допомогою гвинтів, розташованих так, що до них є доступ ззовні. Гранична швидкохідність становить $4 \cdot 10^5$ мм/хв [7].

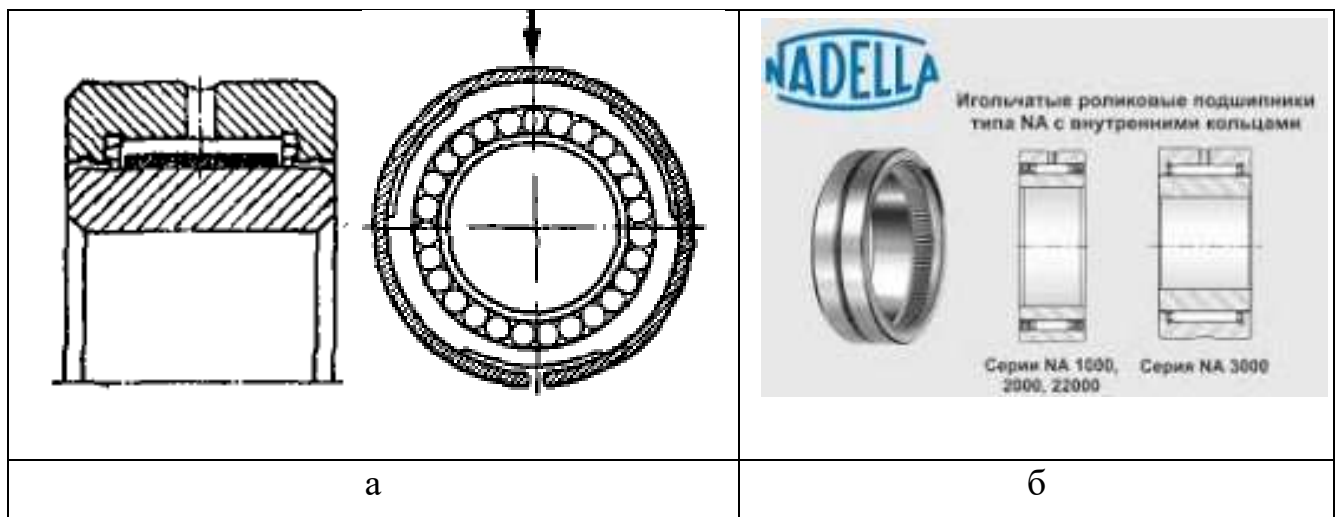


Рис. 39 Підшипники голчасті: а – типу „Дельта“ [7]; б – фірми Наделла.

в) упорні голчасті підшипники типу AXJ (фірма „Наделла“) з масивним кільцем. Призначені для роботи на високих частотах обертання. Підшипник має подвійний сепаратор (рис. 40), який встановлено між шпинделем та корпусом. При цьому кожний окремий

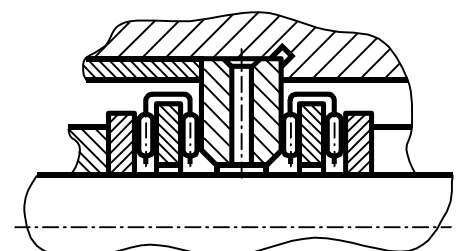


Рис. 40. Упорні голчасті підшипники [7].

сепаратор обертається зі швидкістю, що дорівнює половині швидкості шпинделя. Сепаратори з комплектом голчастих роликів утримуються з обох боків центрального кільця. Їх встановлюють на вал із зазором у кілька десятих міліметра.

Для сприйняття змінного за напрямком навантаження встановлюють два комплекти подвійних сепараторів з середнім опорним кільцем. Між ними встановлюють дистанційне кільце, на якому розташовані отвори, що забезпечують надходження мастила до доріжок кочення.

Підшипники типу AXJ забезпечують швидкохідність $d_m n_{\max} = 4,5 \cdot 10^5$ мм/хв. Їх випускають з діаметром отвору від 20 до 120 мм. Осьове биття не перевищує 5 мкм, в прецизійному виконанні – 2 мкм, а в особливо прецизійному – 1 мкм.

Питання для самоперевірки

1. Основні характеристики підшипників кочення ШВ.
2. Типи підшипників кочення ШВ (коротка характеристика).
3. Регулювання зазорів у підшипниках кочення: конструктивна реалізація.
4. Дати порівняльну характеристику підшипників кочення ШВ за швидкохідністю.
5. Схеми встановлення підшипників в опорі (О, Х, тандем, тощо): порівняльна характеристика.
6. Радіально-упорні підшипники в опорах ШВ: різновиди, типові схеми розташування підшипників в опорі, типові конструкції, комплект ні підшипники, натяги й зазори, коефіцієнти зміни показників працездатності, спеціальні радіо-упорні підшипники.
7. Охарактеризувати підшипники, які сприймають комбіноване навантаження.
8. Яким чином (тобто з використанням яких підшипників) можна сприйняти осьові навантаження?
9. Конструктивна реалізація встановлення упорних підшипників в опорі ШВ.
10. Чим пояснюється невисока швидкохідність упорних підшипників? Які є шляхи її підвищення?

7 КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА ОПОРАХ КОЧЕННЯ

7.1 Швидкохідність

Швидкохідність ШВ залежить від типу опор і практично повністю визначається швидкохідністю, схемою розташування (комплектування) і методом змашування підшипників передньої опори.

Зараз, внаслідок розробки нових інструментальних матеріалів, які дозволяють збільшити швидкості різання, на високошвидкісних верстатах швидкість різання при обробці чавуна та сталі становить 1500-2500 м/хв, при обробці алюмінію – 3000-6000 м/хв, при обробці пластиків – 3000-10000 м/хв. Швидкість шліфування може перевищувати 100 м/с.

За швидкістю ШВ можна розділити на дві групи:

- ті, що забезпечують швидкість різання до 1000 м/хв (значна частина токарних, фрезерних та багатоопераційних з автоматичною зміною інструментів); орієнтовно можна приймати: $dn_{\max} \geq (3...6) \cdot 10^5$ мм/хв, колова швидкість шийки шпинделя $V = 15...30$ м/с;
- ті, що забезпечують швидкість різання до 4000-6000 м/хв (перспективні моделі) орієнтовно $dn_{\max} \geq (6...18) \cdot 10^5$ мм/хв, колова швидкість шийки шпинделя $V = 30...90$ м/с (d – діаметр отвору підшипника).

У ШВ першої групи можна використати будь-який тип підшипників, а у ШВ другої групи – переважно підшипники радіально-упорні з кутом контакту $\alpha = 12...18^\circ$.

Підшипники, які використовують у передніх опорах, складають 2 основні групи: радіальні та радіально-упорні шарикопідшипники. Останні мають декілька виконань, що відрізняються кутом контакту α , схемою комплектування та попереднім натягом. Найліпші умови створюються при $\alpha = 12^\circ - 15^\circ$, попередній натяг – легкий, а найскладніші – при $\alpha = 25^\circ - 26^\circ$, попередній натяг – середній. Роликотопідшипники найменш придатні для швидкісних верстатів. Надшвидкісні конічні роликотопідшипники ефективні лише в області високих швидкостей та навантажень при використанні

спеціальної (циркуляційної) системи змащення охолодженим мастилом. Питома вага роликотідшипників у ШВ на сьогодні суттєво знизилась (вдвічі у верстатах, що випускаються серійно, ще більше у експонатах виставок).

Тож на даний час у ШВ переважають радіально-упорні шарикотідшипники. Середній рівень швидкохідності сучасних токарних та фрезерувальних верстатів з ЧПУ, а також багатоцільових верстатів (не швидкісних!) в основному можна задовольнити радіально-упорними тідшипниками з кутом $\alpha = 25^\circ - 26^\circ$, навіть при комплектуванні тідшипників по найжорсткішій схемі "триплекс" та пластичному змащуванні.

При обробці алюмінію та легких сплавів використовують високошвидкісні фрезерувальні верстати, менш розповсюджені токарні високошвидкісні верстати (переважно працюють з частотою обертання шпинделя до 10000 хв^{-1}).

Високих частот обертання потребують шпинделі внутрішньошліфувальних верстатів, які повинні забезпечувати швидкості шліфування $50 \dots 100 \text{ м/с}$ та вище. Для цього потрібні спеціальні шпиндельні вузли з $n \geq 10000 \text{ хв}^{-1}$.

Рівень швидкохідності, характерний для електрошпинделів та авангардних моделей багатоцільових верстатів ($\sim 15 \cdot 10^5 \text{ мм/хв}$), можна забезпечити лише особливо швидкохідними радіально-упорними шарикотідшипниками спеціального виконання з кутом $\alpha = 12^\circ - 15^\circ$, при компоновці «дуплекс», легкому попередньому натязі та мінімальному змащуванні, а у деяких випадках із спеціальними системами змащування охолодженим мастилом.

Номенклатура прецизійних тідшипників кочення, які використовуються у шпиндельних вузлах, останніми роками змінюється мало. Звісно, вдосконалюються елементи конструкцій тідшипників, підвищується якість їх виготовлення, інтенсивно розвиваються системи змащування ШВ. Все це забезпечує помітне підвищення швидкохідності тідшипників.

У таблиці 9 наведені $[n_{\max}]$ тідшипників кочення з $d = 100 \text{ мм}$, серія діаметрів при різних схемах компонування [26]

Таблиця 9.

Швидкісні характеристики підшипників кочення (діаметр **d=100** мм) [70]

Тип підшипника	Схема комплектування	$n_{\max}, \text{ХВ}^{-1}$		$dn_{\max} \cdot 10^5, \text{мм/ХВ}$	
		Змащування пластичним матеріалом	Мінімальне змащування маслом	Змащування пластичним матеріалом	Мінімальне змащування маслом
Радіально-упорні шарикопідшипники	Одинарні	6300- 8500	8500- 14000	8,5	14,0
	„Дуплекс- тандем“	5700- 8200	7700- 12600	8,2	12,6
	„Дуплекс-О“	4700- 6800	7100- 11200	6,8	11,2
	„Триплекс- тандем-О“	3800- 6000	5100- 9800	6,0	9,8
Упорно-радіальний дворядний шарико- підшипник (з кутом контакту 60°)	—	3800- 4300	5000	4,3	5,0
Радіальний дворядний роликотпідшипник	—	5300	6000- 6300	5,3	6,3
Конічний роликотпідшипник	—	2000	3000- 3200	2,0	3,2
Особливо швидкісний спеціальний конічний роликотпідшипник	—	—	до 10000 *	—	10,0
Надшвидкісний радіально-упорний шарикотпідшипник	—	—	до 18000 **	—	18,0

* При великій кількості охолодженого мастила та управлінні попереднім натягом.

** Конструкція підшипника має суттєві зміни, при цьому його несуча здатність знижується майже вдвічі. Альтернативна конструкція – з керамічними шариками – надто дорога.

7.2 Навантажувальна здатність визначається припустимим крутним моментом, який передається, та потужністю на шпинделі. Ці характеристики зумовлені можливостями приводу та несучою здатністю шпиндельних опор.

Як показник навантажувальної здатності ШВ іноді наводять навантажувальну характеристику P/d , кВт/мм, де P – потужність приводу. d – діаметр шийки шпинделя у передній опорі, мм, або розмір отвору під ріжучий інструмент (конус ISO) [19]:

$P/d=0,2\ldots0,35$ кВт/мм – токарні та фрезерні верстати;

$P/d=0,15\ldots0,25$ кВт/мм – радіально-упорні підшипники високошвидкісних ШВ;

$P/d=0,6\ldots0,8$ кВт/мм ($d \cdot n=10 \cdot 10^5$ мм/хв) – високошвидкісні конічні підшипники з керованим натягом середніх та важких верстатів для високопродуктивної обробки чорних металів та важкооброблюваних сплавів;

$P/d=0,75$ кВт/мм – електрошпинделі.

Довідка

Величина навантаження на підшипник визначається як

$P \leq 0,05 C$ – легке навантаження;

$0,05 C < P \leq 0,1 C$ – нормальне навантаження;

$0,1 C < P \leq 0,15 C$ – важке навантаження;

$P > 0,15 C$ – дуже важке навантаження.

C – динамічна вантажопідйомність.

7.3 Статична жорсткість (осьова та радіальна) – одна з найважливіших характеристик, що визначає величину пружних деформацій шпинделя при різанні. Жорсткість ШВ повинна бути не тільки по можливості високою, але й стабільною. Статична жорсткість залежить від типу опор та конструктивних розмірів шпинделя. Баланс пружних деформацій на передньому торці шпинделів на опорах кочення, наприклад, токарних верстатів, розподіляється таким чином: деформації передньої опори – 40-50%; задньої – 2-3%; консольної частини шпинделя – 15-20%;

міжопорної ділянки – 30-40%. На долю пружних переміщень механізмів кріплення інструментів або заготовки припадає 30-50% загальної деформації.

Досягнута статична жорсткість становить $(4...5) \cdot d$, Н/мм, де d – в мм.

Статична жорсткість залежить від діаметру d підшипника (у четвертому степені), консолі кінця шпинделя a (в третьому степені), незначною мірою від міжопорної відстані l .

Жорсткість ШВ суттєво змінюється внаслідок нагрівання, що обмежує точність розмірів та форми оброблюваних деталей.

Скласти точну математичну модель процесів, які відбуваються, складно. Загальна жорсткість вузла, а також деформація його елементів, визначається дійсним розподілом навантажень на елементи кочення у підшипнику. Розрахунковий розподіл навантаження може значною мірою відрізнятися від дійсного за рахунок припущення, що звичайно приймають до уваги, а саме вважають, що радіальний зазор, наприклад, у обох рядах роликотпідшипника серії 3182100 однаковий, а зовнішнє навантаження прикладене у площині, що поділяє ширину підшипника навпіл.

Жорсткість ШВ суттєво змінюється внаслідок нагрівання, що обмежує точність розмірів та форми оброблюваних деталей. Отож одним із способів стабілізації жорсткості ШВ є обмеження теплових змін робочого зазору під час роботи за рахунок спеціальних компенсаторів, розташованих на шпинделі. Аналогічний результат дає попереднє нагрівання корпусу підшипника.

Оскільки жорсткість на згин шпинделя зростає із збільшенням діаметру, то заміною шпиндельних підшипників при фіксованому діаметрі отвору у корпусі можна збільшити жорсткість самого шпинделя. Тобто, у одному й тому ж монтажному просторі можна значно збільшити загальну жорсткість за рахунок використання тонкостінних підшипників та збільшеного діаметру шпинделя. На рис. 41 наведено приклад: діаметр шпинделя $d=85$ мм з підшипником серії 36200 можна збільшити до $d=100$ мм, якщо застосувати підшипник 36100. Загальна жорсткість ШВ зросте, жорсткість безпосередньо підшипника дещо зменшиться [27].

Швидкість ШВ можна підвищити на 10-20%, якщо замінити підшипники серій 2 та 1 діаметрів підшипниками серії 9 (згідно ГОСТ 3478-79). В цьому разі підвищується жорсткість ШВ за умови однакових діаметрів отворів під підшипники у корпусних деталях [27].

Чим більший діаметр шпинделя, тим менша доля деформації консолі та шпинделя, але зростає доля деформації підшипника передньої опори. Доля деформації підшипника задньої опори незначна.

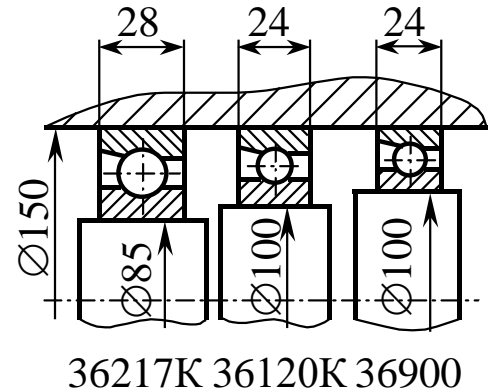


Рис. 41

З метою зменшення долі деформації підшипника у загальній деформації ШВ треба якомога збільшити відстань між підшипниками, це забезпечило б також менші навантаження на підшипник та зменшило радіальну деформацію підшипників. Однак цьому протистоїть наступне: із збільшенням відстані між підшипниками зростає доля згину шпинделя. Тож у кожній конкретній ситуації треба визначити оптимальну відстань між підшипниками, за якої ШВ матиме найбільшу жорсткість

На рис. 42 зображено декілька варіантів розташування підшипника у корпусі відносно його стінки [7].

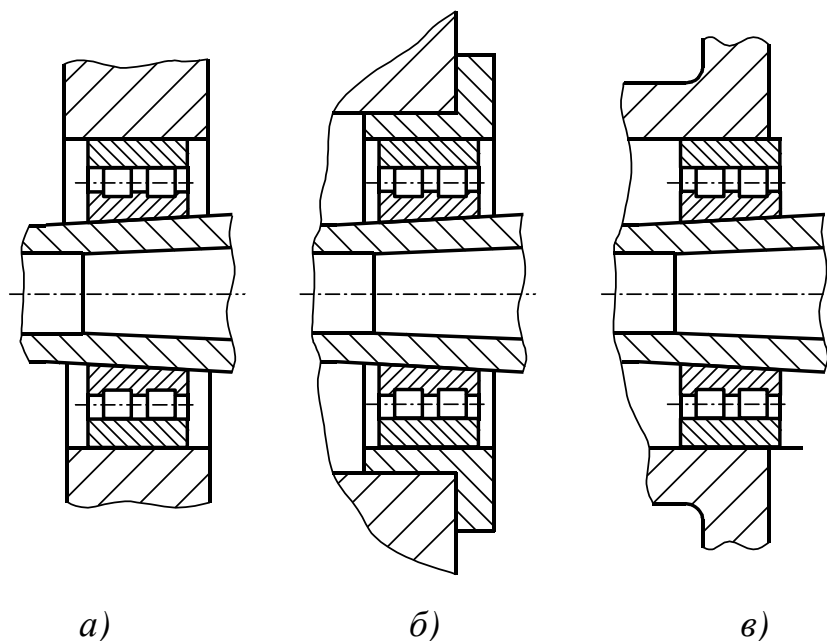


Рис. 42. Розташування підшипників у корпусі.

Найвища жорсткість забезпечується посадкою зовнішнього кільця підшипника безпосередньо у корпус (без проміжних втулок – стаканів) так, щоб середній переріз підшипника лежав у площині середнього перерізу стінки шпиндельної бабки (рис. 42, а). Установка підшипника у корпусі за допомогою проміжної втулки (рис. 42, б) і особливо консольне відносно стінки корпусу розташування підшипника (рис. 42, в) призводить до суттєвого зниження жорсткості (майже вдвічі [13]) і, відповідно, до зниження точності, динамічних якостей та довговічності опор кочення.

7.4 Динамічні характеристики охоплюють частоти власних коливань, амплітудно-фазову частотну характеристику (АФЧХ), динамічну жорсткість, форми коливань на власних частотах та декременти згасання коливань.

Ці параметри значною мірою визначають рівень коливань шпинделя під час різання. Динамічна жорсткість, АФЧХ, декременти коливань шпинделя належать до проміжних характеристик при розрахунках вимушених коливань. Самостійного значення ці характеристики не мають, але можуть використовуватись для порівняння варіантів конструкцій. Форми та амплітуди коливань мають значення для конструювання ШВ, зокрема, для розміщення мас.

Робота ШВ у діапазоні $(0,7 \dots 1,3) f_{вл}$ неможлива. Більшість ШВ працюють у дорезонансній зоні, що пояснюється високою жорсткістю шпинделя та підшипників при відносно малій масі шпинделя.

Винятком є деякі високошвидкісні фрезерувальні та шліфувальні шпинделі, а також електрошпинделі, що мають невелику пружність самого шпинделя та підшипників, велику масу на шпинделі і, при тому, високу номінальну частоту обертання, завдяки чому працюють у зарезонансній зоні (надкритичні частоти обертання). Цим шпинделям для досягнення робочих швидкостей треба здолати критичні оберти. Для цього використовують спеціальні пристрої, зокрема, можна використати демпфірувальну мастильну плівку або застосувати комбіновані опори (шпиндельні підшипники кочення обертаються у гідростатичних підшипниках, і є „плаваючими“ по відношенню до них. Таким чином, розрахунок частот власних коливань є обов'язковим для високошвидкісних верстатів.

Суттєве значення для динамічної характеристики ШВ мають жорсткість корпусів та їх опор у верстаті. Для шліфувальних шпинделів, наприклад, вплив корпусів та їх опор знижує критичні частоти обертання у 3-4 рази.

Покращити динамічні характеристики можна конструктивними засобами.

- Підвищити статичну жорсткість ШВ: використати підшипник іншого типу чи серії або збільшити діаметр шпинделя. Обмеження – неможливість довільно змінювати розміри, а збільшення розмірів викликає зниження частоти обертання
- Встановлення третьої опори (особливо для довгих шпинделів) або віддалення на певну відстань останнього підшипника передньої опори, яка має компоновання „триплекс“.
- Покращити демпфірування (наприклад, встановити додаткову втулку між зовнішнім кільцем підшипника та корпусом, але це може зумовити зменшення жорсткості на ~5%)

Однак, попереднє обчислення динамічної характеристики верстата або системи шпиндель-підшипник зараз можливе лише умовно. Це пояснюється невідомими властивостями демпфірування деталей та тим, що аналітично врахувати демпфірування важко. Розрахункові значення параметрів АФЧХ, динамічної жорсткості та декрементів коливань ШВ залежать від декрементів коливань опор, що змінюються у досить широких межах та визначаються багатьма факторами. Тому цей розрахунок значною мірою носить якісний характер, а динамічні розрахунки значною мірою спираються на результати вимірювань.

7.5 Енергетичні витрати у ШВ характеризуються моментом тертя або потужністю холостого ходу та визначаються втратами на тертя у приводах та шпиндельних опорах. Їх треба враховувати при виборі опор та визначенні потужності приводу.

Зростання частот обертання викликає різке збільшення втрат, тож у високошвидкісних ШВ вони виявляються порівнянними із втратами енергії на процес різання.

Розрахунки та експерименти показали [27], що при високих частотах обертання втрати на тертя на 90-95% залежать від типу підшипника, засобу змащування та середнього діаметра d_m підшипника. Наприклад, дворядний роликовий підшипник має втрати приблизно вдвічі більші, ніж радіально-упорний шарикопідшипник. Величина d_m залежить від серії діаметрів. Тепловиділення в опорах з підшипниками різних

серій діаметрів характеризується співвідношенням: $N_9:N_1:N_2=1:(1,2...1,4):(1,6...1,9)$; тут індекси відповідають серіям діаметрів 9, 1 та 2 (ГОСТ 3478-79).

На початку руху втрати на тертя вищі у 1,5-2 рази, ніж при усталеному обертанні. Енергетичні втрати за усталеної температури нижчі, ніж під час пуску, внаслідок зменшення в'язкості мастила із зростанням температури.

7.6 Тепловиділення у шпиндельних опорах та зміщення осі шпинделя внаслідок цього значною мірою обмежують інтенсифікацію режимів різання сучасних високошвидкісних верстатів. Нагрівання опор ШВ переважно є наслідком енергетичних витрат у них. При швидкісному та надшвидкісному різанні [$d \cdot n \leq (10...20) \cdot 10^5$ мм/хв] проблема температур та теплових деформацій значно загострюється, бо при підвищених режимах різання помітно збільшуються втрати на тертя в опорах, відповідно зростають температура та теплові деформації, що може призвести до втрати технологічної надійності ШВ, якщо не подбати про запобіжні заходи.

Для кожного конкретного виконання ШВ є деякий максимальний тепловий потік, який може бути вільно відведений від опори. При перевищенні цієї межі температура різко зростає. Щоб запобігти перегріванню шпиндельних підшипників треба уточнювати температурним розрахунком розміри корпусу та шпинделя, які визначають умови тепловідведення від опор.

У швидкісних ШВ шпиндель знаходиться в екстремальних умовах по температурі, бо, внаслідок ефекту теплового екранування та закритого шпиндельною гільзою корпусу, від опор відводиться не більш, ніж 16-25% теплового потоку. Тож на етапі проектування треба передбачити конструктивні засоби примусового відведення тепла всією поверхнею шпинделя та корпусу. Наприклад, збільшують вентиляційний ефект за рахунок посиленого обдуву радіальної стінки корпусу та виступаючих частин шпинделя повітряним потоком від крильчаток, що встановлені на торцях патрону та привідного шківів або на периферії втулки, яка входить у систему ущільнення [9].

Довідка

За типом охолодження шпинделів, зокрема електрошпинделів, бувають двох типів – рідинного й повітряного.

Особливості шпинделів водяного охолодження порівняно із повітряним:

- можливість роботи на низьких оборотах на відміну від шпинделів з повітряним охолодженням, які швидко нагріваються, бо крильчатка, що забезпечує охолодження, встановлена зазвичай на валу (на шпинделі) і на низьких оборотах ефективність охолодження падає, бо повітряний потік зменшується, а електричний струм росте, тому передбачають термодатчик для відслідковування температури шпинделя;
- наявність контуру охолодження: насос, система підведення охолоджуючої рідини, ємність із охолоджуючою рідиною (наприклад, тосол (за назвою радянської розробки, але зараз суттєво відрізняється за технологією й складом) – різновид антифризу (міжнародна назва) для охолодження двигуна автомобіля, може мати різні щільність, склад присадок, тощо). Бажано контролювати силу потоку та його температуру;
- необхідність періодично чистити „сорочку охолодження“ від забруднення й дрібних часток, що виникають при різанні;
- працюють значно тихше, ніж за повітряного охолодження, хоча ця перевага нівелюється шумом від працюючого інструменту, наприклад, фрези.
- при роботі крильчатки відбувається розлітання стружки від повітряного потоку;
- шпинделі рідинного охолодження при близькій потужності компактніші і значно дешевші.

Для підвищення теплостійкості шпиндельного вузла існує кілька шляхів.

Перший шлях – зниження температурних деформацій, наприклад, підвищення ККД приводу, тобто зниження втрат на тертя у підшипниках шпинделя у всьому діапазоні швидкостей обертання. Зокрема, суттєве значення мають характеристики мастила та його кількість в опорах, якість монтажу та виготовлення підшипників і сполучених з ними деталей.

Момент тертя холостого ходу помітно зменшується, тобто падає температура передньої опори, при зменшенні діаметру d шийки шпинделя. Із збільшенням діаметру на 10 мм температура зростає на 7-10°C.

У швидкісних ШВ до деякого зниження температури призводить збільшення відстані між підшипниками у передній опорі та збільшення товщини радіальної стінки. Разом з тим, збільшення відстані між передньою та задньою опорами (міжопорної відстані) не має помітного впливу на температуру опор. Збільшення міжопорної відстані, наприклад, з 300 до 500 мм, зумовлює зниження температури опор на 5-10°C внаслідок перерозподілу взаємного впливу теплових потоків між підшипниками.

Другий шлях – зменшення негативного впливу нагріву й температурних деформацій, якщо вони вже виникли. Наприклад, створення термосиметричних конструкцій, тобто використання вузлів та деталей такої форми та розташування, за яких температурні деформації, що виникають, не призводять до зміщення базових осей у напрямках, які впливають на точність формоутворення деталі.

Точкове (місцеве) охолодження джерел тепла (наприклад, зовнішніх кілець підшипників) може, навпаки, призвести до збільшення тепловиділення в опорах, бо через зростання внутрішнього натягу підшипників виникає температурна нестабільність. Збільшення кількості охолоджуючої рідини не поліпшує стан, у багатьох випадках температурна нестабільність зумовлює надмірний натяг і, відповідно, можливе заїдання підшипників.

Тертя у підшипниках супроводжується зношенням, яке призводить до зниження точності ШВ, бо зумовлює зміну попереднього натягу. Перший спосіб боротьби із зношенням – правильне обрання сорту мастила та його кількості. Недостатня кількість мастила призводить до адгезійного зношення (задирів), а також до небезпеки передчасного зносу за втомою.

Використання в інтервалі $n=1500-3000 \text{ хв}^{-1}$ пластичного мастила замість рідкого дозволяє знизити температуру підшипника на 18-25°C.

Технічний рівень сучасних верстатів значною мірою залежить від результатів температурного аналізу на ранніх етапах їх проектування – на стадіях ескізного та технічного проектування. Температурний аналіз містить структурну та параметричну раціоналізацію конструкції ШВ. Структурна раціоналізація дозволяє перевірити доцільність обраної схеми установки, тип та кількість підшипників в опорах, виходячи з

цільової задачі – забезпечення працездатності ШВ у всьому робочому діапазоні частот обертання шпинделя. Параметрична раціоналізація дає можливість визначити конструктивні розміри ШВ, робочі зазори-натяги в опорах в умовах нагріву, потрібну кількість мастила при різних способах змащування опор, що відповідають мінімальній надлишковій температурі ШВ.

Складність теплофізичних процесів в опорах високошвидкісних ШВ змушує окрім досліджень на розрахунковій моделі, проводити натурний експеримент.

7.7 Статичні, динамічні та температурні зміщення переднього кінця шпинделя безпосередньо визначають точність обробки деталей.

У ШВ використовують підшипники кочення класів точності 5, 4 та 2 (табл. 10) та [13, 19, 34]. Вибір класу точності підшипника визначається радіальним биттям внутрішнього кільця.

Таблиця 10

Клас точності (відповідно, і жорсткість) підшипника зумовлює вибір посадок підшипника на вал і в корпус (табл. 10) і, відповідно, якість обробки поверхонь під встановлення підшипників, зокрема й відхилення форми місць посадок [9].

Посадки, які рекомендуються для шпиндельних підшипників

Клас точності підшипника	Посадка	
	на вал	в корпус
5	js5, k5	G6, H6, Js6
4	js5, k5	G6, H6, Js6
2	js4, k4	G5; H5, Js5

Довідка

Похибка форми отворів під підшипник на два квалітети ISO жорсткіша, ніж припуск на розмір, а похибка форми шийок шпинделя на три квалітети ISO жорсткіша, ніж відповідний припуск. Для забезпечення надійності посадок призначають жорсткі припуски на шорсткість поверхонь: від 0,2 до 0,4 мкм. При ретельному монтажі похибка обертання шпинделя менша за 5 мкм, при відповідних витратах на виготовлення та монтаж менша за 1 мкм.

Внаслідок похибок виготовлення деталей, які є спряженими із підшипниками, та під впливом згину валів або деформації корпусів виникають перекоси зовнішніх та внутрішніх колець. Підшипники мають властивість зберігати працездатність при цих перекосах. Найчутливіші до перекосів радіальні шарикопідшипники, радіальні циліндричні та конічні роликот підшипники. Зниження чутливості до перекосів роликот підшипників

досягають бомбируванням тіл та доріжок кочення (надання їм сферичності з дуже великим радіусом, прикладом є підшипники типу CARB фірми SKF). Особливо великі вимоги до співвісності отворів та шийок валів та до перекосів базових торців ставлять при використанні прецизійних підшипників. Найбільші перекоси припускають спеціальні підшипники, які можуть самовстановлюватися: для радіальних сферичних шарикопідшипників та однорядних роликотпідшипників – 4° ; для дворядних радіальних та упорних сферичних роликотпідшипників при малих навантаженнях – 2° , при великих – $0,5^\circ$ [31].

Фірма SKF (Швеція) почала випускати тороїдальні роликотпідшипники типу CARBTM (Compact Aligning Roller Bearing), які поєднують функціональні властивості підшипників трьох типів:

- циліндричних роликотпідшипників (можливість відносного осьового зміщення кілець);
- голчастих роликотпідшипників (малий поперечний переріз);
- сферичних роликотпідшипників (висока радіальна вантажопідйомність та компенсація перекосів).

Підшипники CARB – це однорядні підшипники з довгими, злегка бочкоподібними симетричними роликами і тороїдальним профілем доріжки кочення (рис. 43). Вони є плаваючими підшипниками і призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Підшипники CARB часто використовуються для заміни плаваючих сферичних роликотпідшипників в фіксуючих і плаваючих підшипникових вузлах.

У конструкції використано безбуртове внутрішнє кільце та один ряд бочкових роликів, які відрізняються від роликів традиційних сферичних роликотпідшипників значно більшим радіусом кривизни контуру та відносно більшою довжиною. Радіус кривизни доріжок кочення кілець такий же, як у роликів. Жорсткий штампований сепаратор спеціальної конструкції забезпечує сталість роликів при обертанні. Підшипник CARBTM у разі кутового перекосу та осьового зміщення кілець забезпечує таке розташування роликів, при якому надлишкове навантаження розподіляється рівномірно по довжині роликів (натомість у традиційних підшипників кутові перекоси та осьові зміщення кілець призводять до надлишкової кромкової напруги, змінювання робочого зазору, нерівномірного навантаження рядів роликів, тобто до зниження довговічності та виходу підшипника з ладу).

Характеристики підшипників

- Компенсація перекосу (мають самовстановлювання як сферичні роликотпідшипники або самовстановлювальні шарикотпідшипники).
- Компенсація осьового зсуву (компенсація теплового розширення валу – як циліндричні або голкові роликотпідшипники).

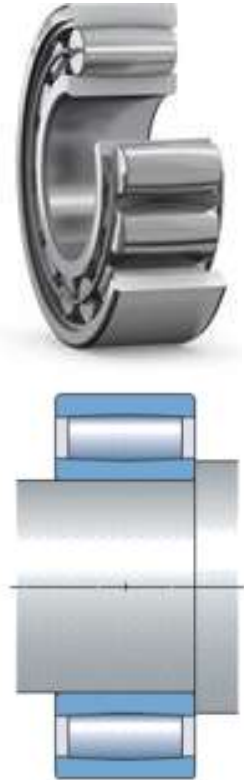


Рис. 43 Підшипник типу CARB (SKF)

- Тривалий термін служби (спеціальний профіль роликів дозволяє запобігти збільшенню напружень на кінцях роликів).
- Низьке тертя й тепловиділення.
- Підвищена зносостійкість.
- Низький рівень шуму та вібрацій (вентилятори,

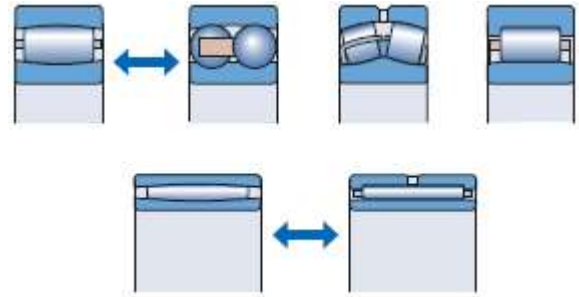


Рис. 44 Підшипники фірми SKF із самовстановленням

Підшипники CARB™ випускають у широкому діапазоні серій розмірів (в такому ж діапазоні приєднувальних розмірів, як і відповідні сферичні роликопідшипники, самоустановлювальні шарикопідшипники, циліндричні і голчасті роликопідшипники (рис. 44).

Довідка

Всі підшипники CARB є модернізованими підшипниками класу SKF Explorer, які можуть сприймати більш високі навантаження (завдяки оптимізованій геометрії, зниженому тертю і тепловиділенню) й і мають збільшений термін експлуатації (удосконалена обробка поверхні знижує тертя, тобто й зношення, і поліпшує умови змазування). Додаткові наслідки: знижені чутливість до перекосів, рівень вібрації і шуму, збільшений термін служби мастильного матеріалу та можливість зменшення розмірів вузлів.

Підшипники SKF Explorer є оптимальним вибором, коли необхідне зменшення розмірів, зниження рівня вібрації і тертя або підвищення потужності.

Завдяки можливості самовстановлення підшипники CARB™ припускають перекося кілець більш за $0,5^\circ$ без значного погіршення працездатності, за однаковою вантажопідйомності ці підшипники можуть бути на 2 розміри меншими і на ~40% легшими. Конструкція підшипника припускає осьове зміщення до 10% його ширини при збереженні робочого зазору. Підшипники CARB™ Можуть успішно використовуватися при вимогах до зменшення габаритів, до компенсації кутового перекосу та осьового зміщення внаслідок теплового розширення та при неможливості точного монтажу підшипників. (Додаткова інформація в інтернеті: www.carb.skf.com, www.skf.ru)

Фірма SKF випускає також сферичні роликопідшипники, які мають два ряди симетричних роликів (розташовані в шаховому порядку), загальну сферичну доріжку кочення на зовнішньому кільці і дві доріжки кочення на внутрішньому кільці, які розташовані під кутом до осі підшипника (рис. 45). Центр сферичної поверхні кочення в зовнішньому кільці збігається з віссю підшипника.

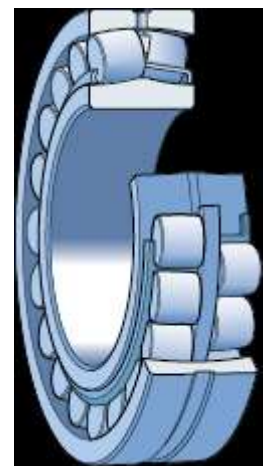


Рис. 45 Сферичний роликопідшипник

Характеристики підшипників:

- компенсація перекосу;

- висока вантажопідйомність (радіальна та осьова в обох напрямках);
- тривалий термін експлуатації – ролики виготовляються з малими допусками і цим забезпечується оптимальний розподіл навантаження вздовж осі ролика (рис. 46), а спеціальний профіль роликів попереджує збільшення напруги на їхніх торцях;
- низьке тертя й тепловиділення (плаваюче напрямне кільце скеровує вільні ролики в зону навантаження за оптимальної траєкторії);
- висока міцність (зокрема, за рахунок міцних сепараторів);

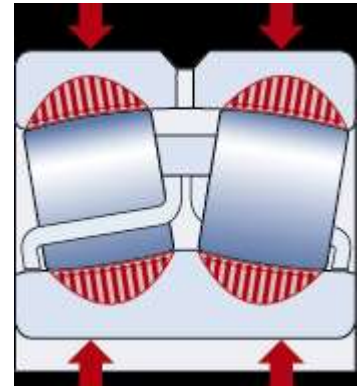


Рис. 46 Розподіл навантаження вздовж осі ролика.

Призначення посадок підшипника на вал та у корпус значною мірою залежить від умов навантаження, а також від габаритів підшипника і теплового режиму. Рекомендації щодо вибору радіальних посадок радіально упорних та упорно-радіальних підшипників, які сприймають радіальне навантаження, наведені в табл. 11, 12. Слід звернути увагу на те, що для валу і для отворів корпусу зосереджують увагу на різних чинниках відносно умов роботи підшипників.

Таблиця 11

Рекомендовані поля допусків шийок шпинделів

Тип підшипника	Умови роботи підшипника	Діаметр вала, мм	Поле допуску для підшипників класів точності		
			5	4	2
Радіально-упорні шарикопідшипники	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	8...160	h5	h4	h3
	Зосереджене навантаження на зовнішньому кільці	8...160	js5	js4	js3
Конічні роликпідшипники	—	25...40 45...140	js5 k5	js4 k4	
Упорні шарикопідшипники	—	20...200	h5	h5	h4
Упорно-радіальні шарикопідшипники	—	25...200	—	h4	h3

Таблиця 12

Рекомендовані поля допусків отворів корпусів

Тип підшипника	Умови роботи підшипника	Поле допуска для підшипників класів точності		
		5	4	2
Радіально-упорні шарикопідшипники	Плаваюча опора, бажане вільне зміщення зовнішнього кільця	H6	H5	H4
	Фіксована опора, зміщення зовнішнього кільця небажане	JS6	JS5	JS4
	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	M5	M5	M4
Радіальні дворядні циліндричні роликотпідшипники	Нормальне або мале навантаження	—	K5	K4
	Велике навантаження, зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	—	M5	M4
Конічні роликотпідшипники	Регулювання зазору-натягу зміщенням зовнішнього кільця	JS5	JS4	—
	Фіксоване зовнішнє кільце	K5	K4	—
	Зосереджене навантаження на внутрішньому кільці	M5	M4	—
Упорні шарико- і роликотпідшипники	—	H7	H7	—
Упорно-радіальні шарикотпідшипники	—	—	K5	K4

Найважче обрати посадку у випадку, коли навантаження має змінний напрямок відносно обох кілець. У цих випадках при невеликих навантаженнях ($P < 0,1C$, де C – статична вантажопідйомність) внутрішнє кільце встановлюють згідно рекомендацій табл.11, а зовнішнє припустимо встановити з менш щільною посадкою. При

великих навантаженнях бажано застосовувати розбірний підшипник, обидва кільця якого встановлюють із натягом (ситуація мало придатна для ШВ).

При посадці на тонкостінний вал треба передбачити більший натяг, ніж при посадці на суцільний вал. Тонкостінним вал вважають, якщо $d_i/d > 0.5$, де d_i – діаметр отвору у валу; d – діаметр валу. Потрібний натяг визначають згідно рекомендацій [9]. Враховують також інтенсивність навантаження посадкової поверхні підшипника, який навантажено радіально.

Посадки з більшими натягами обирають для більших навантажень та для підшипників більших габаритів. Для підшипників, які сприймають осьове навантаження, рекомендують встановлювати одне кільце по посадці із натягом, друге із гарантованим зазором.

При складанні ШВ треба врахувати власні частоти коливань шпинделя та спектри коливань зовнішніх колець підшипника, розташовувати підшипники з урахуванням інтенсивності їх коливань та інтервалу частот обертання шпинделя. При особливо точних операціях обробки деталей виявляти зону мінімальної похибки обертання та забезпечувати роботу в цій зоні за рахунок підбору передатних відношень (як правило, діаметрів шківів пасових передач). Зони частот обертання, що відповідають найвищій точності обробки, треба виявляти при кожній наладці верстатів, якщо вона характеризується значним змінюванням мас пристосувань, заготовок чи інструментів.

У ШВ деяких фрезерувальних та розточувальних верстатів, в яких осьове навантаження сприймає задня опора, під дією змінної осьової сили різання виникає поздовжній згин шпинделя і, як наслідок, зростає амплітуда коливань переднього кінця шпинделя, що знижує точність обробки. Тобто, такі конструкції потребують відповідних розрахунків.

7.8 Строк служби (довговічність) ШВ визначається ресурсом підшипникових опор та зумовлений, у більшості випадків, втратою точності у зв'язку із зношенням та розрегулюванням опор, а не строком служби за втомою. Значною мірою ресурс підшипників залежить від якості виготовлення та монтажу.

Довідка

Пошкодження опор призводить до зниження статичної та динамічної жорсткості, збільшення опору обертанню, шуму, зростання температури. Статична жорсткість ШВ безпосередньо пов'язана з точністю його обробки – розмірною та точністю форми. Зношення головним чином залежить від змащення, ущільнень та якості складання. Для якісного змащування важливі достатня площа мастильної плівки та чистота мастила. У багатьох випадках шпиндельні підшипники змащують консистентним мастилом на весь строк служби. Це гарантує мінімальну вартість та забезпечується найнижча робоча температура.

Зараз не існує загальноприйнятої методики розрахунку опор кочення на зношення. Розрахунок на довговічність за витривалості носить досить умовний характер, бо вихід підшипників з ладу внаслідок цього спостерігається лише у 10-15% випадків (за даними фірми FAG).

Строк служби ШВ, обмежений зношенням опор, не регламентується і становить 10000-30000 годин. Для верстатів з ЧПК він становить 5 років за умови надійної герметичності, якісних сполучених деталей та якісного складання. Для високошвидкісних ШВ строк служби найчастіше становить 5000-6000 годин за умови нормальної безаварійної експлуатації.

Питання для самоперевірки

1. Назвати критерії працездатності шпиндельних вузлів на опорах кочення.
2. Які підшипники кочення застосовують у високошвидкісних ШВ і яку швидкохідність вони забезпечують?
3. Яке навантаження вважається нормальним для підшипника?
4. Яка частка пружних деформацій токарних верстатів припадає на опори ШВ?
5. Які характеристики відносять до динамічних? Яким чином можна їх поліпшити?
6. Назвати і охарактеризувати типи охолодження шпинделів.
7. Охарактеризувати шляхи підвищення теплостійкості шпиндельного вузла
8. Чи припускають підшипники перекося? На які параметри впливають перекося?

8. КОМПОНОВКИ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Компоновочна схема ШВ однозначно визначається трьома опорами: передньою, задньою та осьовою, а також місцем розташування осьової опори.

Більшість ШВ верстатів створюється на базі типових компоновок.

Кожна компоновка характеризується певною швидкохідністю та вантажопідйомністю, тобто має свою область застосування.

У типових компоновках передня опора жорстко закріплена й сприймає основне навантаження, а задня найчастіше є „плаваючою“, тобто підшипник зафіксовано на валу, а відносно корпусу можливим є переміщення.

Наслідок:

- збільшення заземлюючого моменту в передній опорі, тобто зростає радіальна жорсткість ШВ;
- зменшення температурного подовження переднього кінця шпинделя;
- виключення параметричних коливань та параметричної несталості, які виникають при певному співвідношенні параметрів у процесі різання під впливом радіальної та осьової сили, що періодично змінюються, і зумовлює змінну жорсткість ШВ.

Всі запропоновані схеми передбачають жорстко закріплену передню опору та „плаваючу“ задню. У ШВ з „плаваючою“ передньою опорою: під дією радіальної сили шпиндель згинається, а змінна осьова сила змінює жорсткість ШВ [13].

Осьові навантаження найчастіше сприймає також передня опора, а для прецизійних верстатів осьова фіксація у задній опорі взагалі є неприпустимою.

Тенденції сучасного верстатобудування:

- використання нових інструментальних матеріалів → можливість значно підвищити режими різання;
- зростання вимог до точності обробки;
- зростання вимог до надійності обладнання у зв'язку із застосуванням систем ЧПК.

Наслідок: до високошвидкісних верстатів відносяться 67% моделей токарних верстатів ($d_{max} \cdot n_{max} > 4 \cdot 10^5$ мм/хв), 45% багатоцільових верстатів ($d_{max} \cdot n_{max} > 5 \cdot 10^5$ мм/хв),



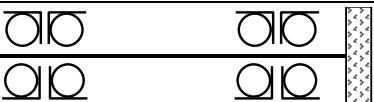
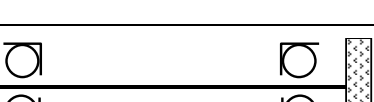
повсякчас поширюється використання мехатронних фрезерних електрошпинделів ($d_{max} \cdot n_{max} > 15 \cdot 10^5$ мм/хв).

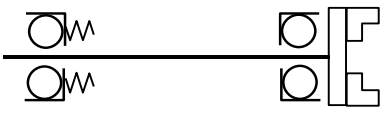
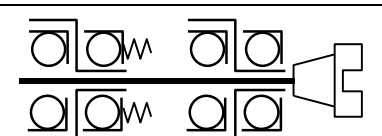
Таблиця 13

Типові компоновки шпиндельних вузлів

№ п.п	Схеми опор та номери підшипників	Діаметр передньої шийки шпинделя d , мм	dn_{max} · 10⁵ , мм/хв	Область використання
1	2	3	4	5
1	 117000 69700Л	60-200	2,0-2,5	Середні та важкі токарні та фрезерувальні верстати у разі випуску великими серіями
2	 67700Л 7000 або 67700Л	40-160	2,5-3,0	Легкі та середні токарні, фрезерувальні та шліфувальні верстати у разі випуску великими серіями
3	 3182100 178800, 3182100	60-200	2,5-4,0 (4,8-6,4)	Середні та важкі токарні, фрезерувальні, фрезерувально-розточувальні, шліфувальні верстати
4	 3182100 846000КУ	30-120	4,0-6,0 (7,2-9,6)	Високошвидкісні легкі та середні токарні, фрезерувальні, фрезерувально-розточувальні та оздоблювально-розточувальні верстати
5	 302100 846000КУ			

Верба І.І., Даниленко О.В.
Шпиндельні вузли металорізальних верстатів

1	2	3	4	5
6	 236000КУ 846000КУ	30-120	4,0-6,0 [13] (7,2-9,6)	Високошвидкісні легкі та середні токарні, фрезерувальні, фрезерувально-розточувальні та оздоблювальні-розточувальні верстати
7	 236100КУ	60-140	4,0-6,0	Важкі шліфувальні верстати
8	 302100		(8,0-10,4)	Шліфувальні, оздоблювально-розточувальні верстати для особливо високих швидкостей
9	 36000КУ 46000КУ	20-100	6,0-11,0 [13] (8,8-11,2)	
10	 436000КУ 436000КУ	20-80	8,0-12,0 [13]	
11	 436100 436100		(9,6-12,0)	
12	 36100 436100		(10,4-12,8)	
13	 36100 36100		(11,2-14,4)	

1	2	3	4	5
14	 36000KY 36000KY		7,0-10,0	Шліфувальні, оздоблювально-розточувальні верстати для особливо високих та надвисоких швидкостей
15		40	10,0-15,0	

У дужках вказані параметри швидкохідності згідно з [16 34 доп].

Значення швидкохідності для конкретної конструкції у наведених діапазонах визначаються системою змащування (наприклад, ШВ з рідким мастилом – невисокої чи середньої швидкохідності, змащування впорскуванням (під тиском) або змащування мастильним туманом – для ШВ високої швидкохідності).

Приклади конструкцій, що відповідають цим схемам, наведені у літературі та навчальному посібнику [24].

Всі запропоновані схеми передбачають жорстко закріплену передню опору та „плаваючу“ задню. Постійне зростання вимог до ШВ призводить до зміни їх конструкцій. Схеми ШВ, що використовувалися раніше, не забезпечують потрібних характеристик внаслідок недостатньої швидкохідності упорних шарикопідшипників та значних теплових зміщень переднього кінця шпинделя. Практично припинили випускати трьох- та чотирьох опорні ШВ (за винятком ШВ для шліфування глибоких отворів).

Показники працездатності деяких ШВ, що виражені у відносній формі і зведені у порівняльну таблицю, подано у [7]. Наведені данні свідчать, що ні один з варіантів ШВ не є найкращим одночасно за всіма показниками. В залежності від призначення верстата та умов його праці обирають найпридатнішу конструкцію. Наприклад, тепловиділення в опорі є одним з вирішальних критеріїв для ШВ шліфувального верстата, але майже не впливає на працездатність бабки виробу шліфувального верстата.

У зв'язку із зростанням режимів різання, особливо у токарних верстатах, а пізніше і у фрезерувальних та багатоцільових, почали все ширше використовувати ШВ на радіально-упорних підшипниках, які називають „шпиндельними“: бо вони є

точнішими за підшипники загального машинобудування, мають кути контакту 15-26° та деякі конструктивні особливості.

Найпоширенішою є компоновка з передньою опорою за схемою „триплекс-тандем-О“ (табл. 13, схеми 4 та 6)), де два підшипники сприймають осьове зусилля спільно. З боку приводу можуть бути встановлені, у якості „плаваючої“ опори радіально-упорні шарикопідшипники за схемою „дуплекс-О“ (табл.13, схема 6) або дворядний підшипник з циліндричними роликами та конічним отвором (табл.13, схема 4). Осьовий зсув задньої „плаваючої“ опори вирівнює припуски на виготовлення та теплове розширення.

Деякі нетрадиційні схеми, які зустрічаються в літературних джерелах:

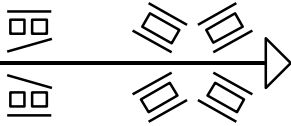
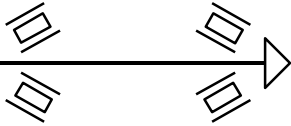
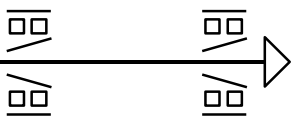
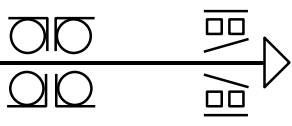
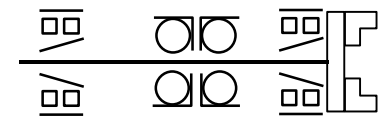
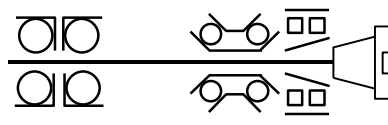
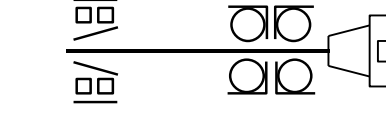
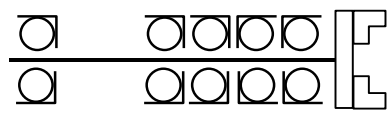
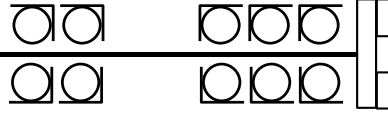
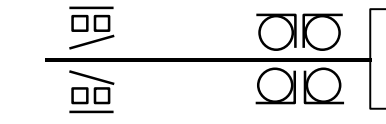
			
$k_v < 2,5 \cdot 10^5$	$k_v < 3 \cdot 10^5$	$k_v < 5 \cdot 10^5$	$k_v < 6 \cdot 10^5$
			
$k_v < 4 \cdot 10^5$	$k_v < 4 \cdot 10^5$	$k_v < 4,8 \cdot 10^5$	
			
$k_v < 4,5 \cdot 10^5$	$k_v < 3,5 \cdot 10^5$	$k_v < 5 \cdot 10^5$	

Рис. 47. Нетипові компоновки ШВ

Постійне зростання вимог до швидкохідності та точності ШВ призводить до конструктивних змін.

Шляхи підвищення швидкохідності:

- створення нових швидкохідних підшипників (наприклад, керамічних або із зменшеними шариками);
- підвищення швидкохідності ШВ за рахунок конструктивних рішень;

– застосування прогресивних методів змащування (прогресивна система змащування та відповідне мастило вплине ще і на довговічність підшипникового вузла).

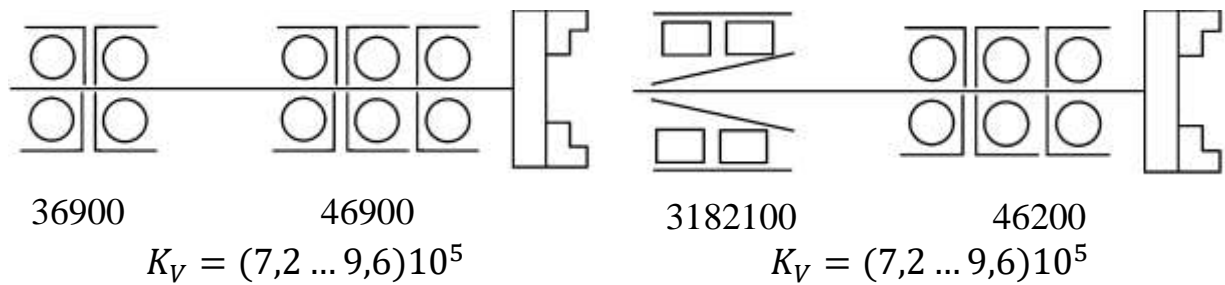


Рис. 48. Найпоширеніші компоновки ШВ токарних та фрезерних верстатів

Довідка

Деякі конструктивні заходи:

Використання ШВ на шпиндельних радіально-упорних підшипниках.

- 1. Застосування змішаних за кутом контакту опор з радіально-упорними шарикопідшипниками: у передній опорі – підшипники надлегкої серії 46900 з кутом контакту 26° (замість легкої 46100 чи середньої 46200), а у задній – серії 36900 (кут контакту 12°). При цьому зростає осьова несуча здатність ШВ, що є необхідним, наприклад, при свердлінні отворів великого діаметру, чорновому торцевому фрезеруванні, швидкісному точінні з інтенсивним підтисканням деталі заднім центром. Усталені витрати на тертя знижуються на 30-35%.*
- 2. Застосування спеціальних опор із змішаних (за кутом контакту) радіально-упорних шарикопідшипників в одній опорі [29]. У випадку опори „триплекс-тандем-О“, що містить два передніх підшипники з кутом $\alpha=20^\circ$, а задній має кут контакту $\alpha=15^\circ$, можливо більш ніж вдвічі підвищити осьову несучу здатність ШВ, а негативне падіння осьової жорсткості становитиме менш ніж 20%.*

Опори шпинделів із змішаними (за кутом контакту) радіально-упорними шарикопідшипниками можуть бути ефективно використані у ШВ багатоцільових токарних та фрезерувальних верстатів.

- 3. Останній підшипник з опори „триплекс-тандем-О“ (контропору) роблять «вільним» у радіальному напрямку: розточують отвір корпусу в області цього підшипника на кілька десятих міліметру (рекомендація фірми FAG). Це усуває небезпеку виникнення радіального натягу у контропорі при високій швидкості, тобто як наслідок нагріву й радіального розширення підшипника. Вільно розташований підшипник має можливість радіального зміщення, тобто може компенсувати теплові деформації і усувати небезпеку додаткових реакцій, що*

можуть виникнути при зміщенні отвору корпусу у практично трьохопорному шпинделі (практично передню опору можна розглядати як дві опори) [29].

4. Ще один спосіб підвищити частоту обертання – пересунути контрпідшипник до задньої опори, тобто застосувати схему „тандем-О“ (рис. 49). В ідеалі це вирівнює радіальні та осьові температурні деформації, тобто у будь-якому режимі роботи вихідний натяг

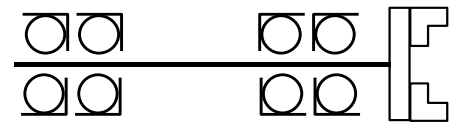


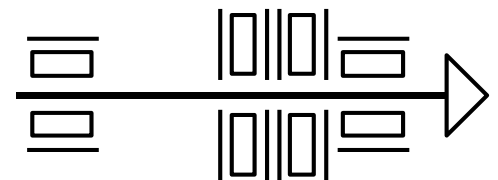
Рис. 49 Компоновка ШВ токарного верстата (тандем-О).

лишається без змін. У цьому випадку можна повністю використати граничні швидкості обертання згідно каталогу. Підшипники аксіально зафіксовані проміжними втулками однакової довжини. Для вказаної компоновки ШВ бажано, щоб обидві пари підшипників мали однаковий внутрішній діаметр отвору, але різні зовнішні діаметри. Це забезпечує подвійну перевагу: осьові зусилля будуть сприйматися корпусом, а не гвинтами задньої кришки, як це буває у деяких конструкціях, зменшується натяг підшипників, виключається обтискування зовнішньої проміжної втулки кришкою задньої опори.

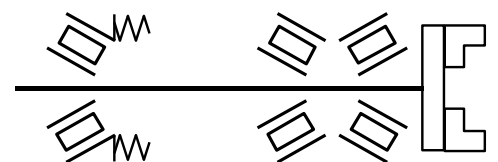
У разі високої швидкості обертання і у передній, і у задній опорі лишають у корпусі зазор ≈ 14 мкм, щоб компенсувати деяку різницю у розширенні підшипників за рахунок факторів, які неможливо врахувати, обираючи відстань між опорами [29].

Швидкість, яка забезпечується компоновкою ШВ, залежить не лише від того, якого типу підшипники встановлені в опорі, а й від того, що саме це за підшипники і які вони конкретно мають характеристики.

Так, наприклад, компоновочна схема на рис. 50, а є низькошвидкісною, $K_v < (1,0 \dots 1,4) \cdot 10^5$ мм/хв, але якщо вона виконана на голчастих підшипниках типу „Дельта“ фірми INA (Німеччина) або Наделла (Франція), то $K_v = 4,5 \cdot 10^5$ мм/хв. Якщо у схемі б (рис. 50) в задній опорі використано конічні підшипники фірми Timken (США), то швидкохідність ШВ досягає $4 \cdot 10^5$ мм/хв (замість $(2 \dots 2,5) \cdot 10^5$ мм/хв).



а) $K_v < (1,0 \dots 1,4) \cdot 10^5$ мм/хв



б) $K_v < (2 \dots 2,5) \cdot 10^5$ мм/хв

Рис. 50 Компоновка ШВ із спеціальними підшипниками

Для ШВ, виконаних на радіально-упорних підшипниках з керамічних матеріалів та із системою примусового охолодження корпусу і шпинделя, параметр швидкохідності зростає на 30-40%.

Як приклад впливу на швидкохідність змащування, можна навести типову компоновку ШВ середніх та важких токарних, фрезерних, розточувальних верстатів (рис. 51), яка має середню швидкохідність, а при змащуванні масляним туманом можна забезпечити $K_v = (4,8 \dots 6,4) \cdot 10^5$ мм/хв.

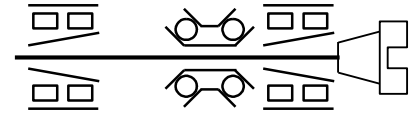


Рис. 51 Типова компоновка,
 $K_v = (2,5 \dots 4) \cdot 10^5$ мм/хв

Сучасні підшипники ШВ передбачають у своїй конструкції певний спосіб змащування, що значно ефективніше традиційного зовнішнього підведення мастила. Наприклад, конічні роликові підшипники типу Gamet мають канали підведення мастила у масивному сепараторі. Спеціальну конструкцію мають також підшипники із одноразовим змащуванням консистентним мастилом на весь час експлуатації.

Тож для конкретної компоновочної схеми треба уточнювати швидкісний параметр залежно від обраного типу змащування, класу точності підшипника, попереднього натягу, кількості підшипників в опорі, їх серії та граничної частоти обертання, яку наведено у каталогах.

Питання для самоперевірки

1. Що мається на увазі під терміном „компоновочна схема ШВ“?
2. Яка з опор ШВ сприймає основне навантаження і чому?
3. Навести типову компоновку ШВ середньої швидкохідності, вказати, для якого типу верстатів її можна використати.
4. Навести компоновку ШВ шліфувального верстату.
5. Шляхи підвищення швидкохідності

9. Регулювання радіального зазору у підшипниках кочення

Підшипники у корпусі ШВ монтують із зазором, який через нагрівання в процесі експлуатації переходить у натяг. Внутрішні кільця, які обертаються, встановлюють на валу за посадками з невеликим натягом: $(-2) \dots (-4)$ мкм, нерухомі кільця – за посадками з натягом (у низькошвидкісних ШВ) та з невеликим зазором при $k_v > 2,5 \cdot 10^5$ мм/хв. Щоб запобігти проковзуванню, доречно для підшипників, які працюють в умовах важкого навантаження (*важке навантаження при $0,1 \text{ С} < P \leq 0,15 \text{ С}$, дуже важке навантаження при $P > 0,15 \cdot \text{С}$, де С – динамічна вантажопідйомність*), обирати посадку із збільшеним натягом. Треба враховувати також ударні навантаження.

Щоб зменшити осьове биття і вібрацію, обирають посадку з натягом. Якщо обрано посадку з натягом, треба забезпечити простий монтаж і демонтаж – як варіант, обрати підшипники з конічним отвором (підшипники роз'ємні для ШВ не придатні). Підшипники з конічним отвором монтуються або безпосередньо на конічному посадковому місці валу, або з допомогою закріпної чи стяжної втулки на циліндричному посадковому місці валу.

Якщо до точності обертання ставлять високі вимоги, рекомендовані посадки, що відповідають класу допуску не нижче за IT5 для валів і IT6 для корпусу.

Рекомендовані посадки шпиндельних підшипників на вал та у корпус наведені у довідниках [2, 17].

Однієї лише посадки з натягом недостатньо для надійної осьової фіксації кільця підшипника. Тому, як правило, потрібні додаткові засоби осьової фіксації кільця. Для повної осьової фіксації підшипника

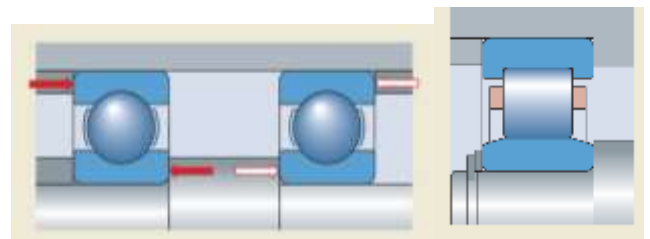


Рис. 52 Повна фіксація підшипників [22]

потрібно зафіксувати обидва кільця підшипника з обох боків (рис. 52). Для плаваючих підшипників осьова фіксація залежить від конструкції підшипника: для нерозбірних підшипників повинно бути зафіксоване кільце з більш тугою посадкою (зазвичай внутрішнє кільце), а посадкове місце зовнішнього кільця має забезпечувати його вільне переміщення в осьовому напрямку.

Для регульованих підшипникових вузлів (з перехресною фіксацією) кожне кільце підшипника потрібно зафіксувати в осьовому напрямку тільки з одного боку.

Підшипники характеризуються також внутрішніми зазорами між тілами кочення та кільцями і можливістю їхнього регулювання, що може передбачатися конструкцією самого підшипника або потребувати спеціальних пристроїв. У радіальних підшипниках, які не регулюються, розглядають радіальний зазор, а у радіально-упорних, в яких регулюються радіальний та осьовий зазори, зазвичай розглядають лише осьовий зазор.

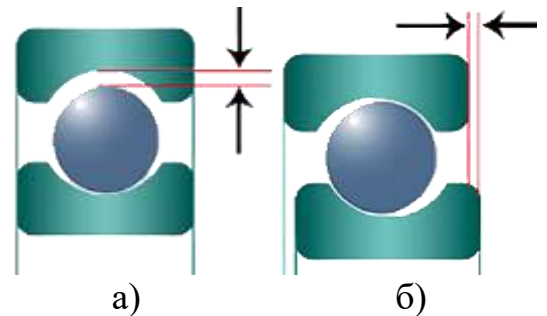


Рис. 53. Зазори у підшипнику:
а – радіальний; б – осьовий

Наявність радіального зазору між кільцями та тілами кочення зумовлює можливість деякого переміщення одного кільця відносно іншого. Повне осьове переміщення кільця підшипника з одного крайнього положення в інше при нерухомому другому кільці є осьовою грою підшипника.

Радіальний шарикопідшипник у ненавантаженому стані також має осьове зміщення S внутрішнього кільця відносно зовнішнього, створюється вільний кут контакту i , відповідно, при цьому підшипник має радіальний δ та осьовий δ_{oc} зазори. Співвідношення між радіальним δ та осьовим δ_a зазорами для радіальних однорядних підшипників $\delta/\delta_a = 4 \dots 7$, для радіально-упорних $\delta/\delta_a = 1,2 \dots 1,4$ [9].

Розрізняють:

- початковий зазор – існує у підшипнику до встановлення в корпус і на вал;
- посадковий зазор (монтажний) – утворюється у підшипнику після монтажу у корпусі та на валу (тобто як наслідок посадкового натягу внутрішній діаметр зовнішнього кільця зменшується, а зовнішній діаметр внутрішнього кільця збільшується, а у підшипнику або зберігається деякий зазор, або утворюється натяг); Посадковий зазор завжди менший за початковий через змінювання діаметрів колець підшипника при встановленні підшипника.

– робочий (розрахунковий) зазор – встановлюється у працюючому підшипнику як наслідок теплових деформацій елементів підшипника та корпусу і змінюється під впливом перепаду температур та збільшується при зростанні навантаження.

Монтажний зазор призначають з врахуванням контактної піддатливості поверхонь.

Температурне розширення (деформація) шийки шпинделя визначається як

$$\Delta d = E \nu d,$$

де E – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шийки валу, $1/\text{град}$ (або $^{\circ}\text{C}^{-1}$);

ν – надлишкова температура шийки, град.

Монтажний зазор-натяг δ_m залежить від режиму навантаження, частоти обертання шпинделя, змащування, умов охолодження корпусу, зношення тіл та доріжок кочення і його величина суттєво відрізняється від встановленої під час монтажу, тож значною мірою визначає такі важливі параметри працездатності ШВ як точність обертання шпинделя (биття осі обертання), радіальна жорсткість і температура нагрівання опори та довговічність ШВ. Для прецизійних та швидкісних шпиндельних вузлів ця обставина є суттєвою.

Монтують шпиндельні підшипники, як правило, із зазором, але при нагріванні в процесі експлуатації зазор переходить у натяг. При цьому збільшується жорсткість, але можливим є також різке підвищення температури. Тобто монтажний зазор треба обирати з урахуванням фактичного натягу після нагрівання. Його можна визначити як $\delta_m = \delta_{\text{поч}} - \delta_{\text{зов}} - \delta_{\text{вн}}$, де $\delta_{\text{поч}}$ – початковий внутрішній зазор (натяг) у підшипнику, мм; $\delta_{\text{зов}}$ – зменшення діаметра доріжки кочення зовнішнього кільця від дії посадки у корпус, мкм; $\delta_{\text{вн}}$ – збільшення діаметра доріжки кочення внутрішнього кільця під впливом посадки на шпиндель, мкм [13].

Вказаний зв'язок між зазорами справедливий для нерегульованих підшипників і не має відношення до підшипників, в яких радіальний зазор та осьова гра регулюється при складанні вузла.

Встановлювана величина попереднього натягу розраховується на середні режими експлуатації ШВ і в процесі роботи не регулюється. Часто попередній натяг є занадто великим з огляду на жорсткі режими обробки. Можливість регулювання величини натягу в процесі експлуатації значно розширює можливості ШВ, особливо швидкісних, дозволяє підвищити продуктивність обробки при збереженні точності й навантажувальної здатності.

Підшипники випускають з нормальними, збільшеними та зменшеними зазорами. Величини початкових зазорів наведені у довідниках. З умов завантаженості оптимальним є робочий зазор 3...15 мкм, який відповідає товщині мастильної плівки.

Довідка

Підшипники із нормальними зазорами використовують за відносно невеликих швидкостей та навантажень. Зовнішні кільця монтуються в корпус з зазором, а внутрішні кільця монтуються на вал із натягом. Температура внутрішнього кільця вище, ніж у зовнішнього, на 5-10 градусів.

Підшипники із збільшеними зазорами використовують в умовах підвищених температур внутрішнього кільця, швидкостях, які перевищують граничні, або при наявності з будь-яких причин перекосів внутрішніх колець відносно зовнішніх. Підшипники працюють з високими динамічними навантаженнями, тому кільця монтують із підвищеним натягом.

Підшипники із зменшеними зазорами – у разі потреби підвищення жорсткості ШВ (і осьової, і радіальної), у випадку очікування підвищеного нагрівання зовнішнього кільця відносно внутрішнього.

Взагалі-то із зменшенням зазору зростає точність обертання і довговічність (одночасно працює більша кількість шариків), але через нагрівання при надто щільних посадках на вал і в корпус може виникнути заклинювання (защемлення) тіл кочення і в решті-решт – руйнування підшипника.

Більшість стандартних підшипників виготовляють з нормальними зазорами, які забезпечують задовільну роботу підшипника в більшості випадків. [\[https://bestbearing.com.ua/blog/25-zazory-podshipnikov-kacheniya\]](https://bestbearing.com.ua/blog/25-zazory-podshipnikov-kacheniya).

Початковий робочий зазор зменшують регулюванням. Наприклад, осьове переміщення внутрішнього кільця підшипника 3182100, яке має отвір із конусністю 1:12, призводить до зменшення радіального зазору на 1/5 величини переміщення.

Для збільшення жорсткості та усунення зазорів (з метою підвищення точності обертання) використовують попередній натяг підшипників, тобто прикладають до тіл обертання постійне попереднє навантаження – осьове або радіальне.

Радіальний натяг є обов'язковим для будь-яких підшипників.

Встановлений попередній натяг підшипників є одним з факторів, що обмежують застосування високих швидкостей різання. В першу чергу це стосується передньої опори. Завищена величина натягу зумовлює нагрівання підшипників, що може викликати їхнє „заклинювання“ й передчасний вихід з ладу, що, в свою чергу, вплине на надійність і довговічність всього шпиндельного вузла. Занадто малий натяг зумовить зниження точності форми і погіршення шорсткості оброблюваної поверхні, збільшення амплітуди вібрацій.

Величину натягу оптимізують, виходячи з різних умов експлуатації та наслідків його впливу на працездатність ШВ.

Із збільшенням попереднього натягу:

- зростає жорсткість ШВ, але при перевищенні деякого граничного значення натягу це зростання не є істотним (рис. 54);
- підвищується точність форми та чистота обробленої поверхні, зменшуються амплітуди вібрацій, але з певного значення натягу точність погіршується;
- в радіально-упорних, а особливо в упорних підшипниках до певної величини натягу (в залежності від розмірів підшипника, величини та напрямку навантаження) зменшується тертя – за рахунок усунення обертання та зміщення шариків під дією відцентрових сил, але подальше збільшення натягу зумовить зростання температури;
- при збільшенні навантаження треба збільшувати натяг для того, щоб забезпечити максимальну довговічність, але при перевищенні оптимального натягу довговічність різко зменшується.

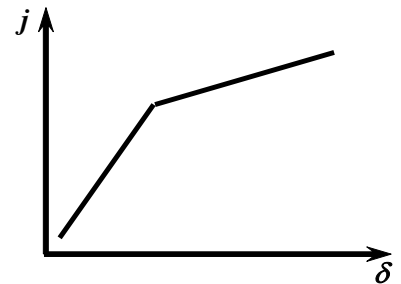


Рис. 54. Характерний графік залежності жорсткості від натягу (умовний).

- що більше навантаження на підшипник, тим більше значення натягу треба забезпечити для максимальної довговічності. Однак при натягах, що перевищують оптимальний з умови довговічності, довговічність різко зменшується

Обрання зазору (натягу) – це завжди компроміс, в першу чергу, між вимогами високої жорсткості, малого биття осі обертання шпинделя та мінімального тепловиділення при високих частотах обертання шпинделя. Тому при призначенні зазору (натягу) потрібно оптимізувати його величину.

Головний критерій вибору натягу – можливість попередження розкривання стиків підшипників (утворення зазорів) за низьких швидкостей та надмірного проковзування від гіроскопічного моменту за високих.

Для упорних підшипників при виборі попереднього натягу враховують дві умови:

- для опор з невисокою частотою обертання – забезпечення жорсткості;
- для відносно швидкісних опор – усунення провертання шариків.

В опорах використовують жорсткий або пружний натяг.

Пружний натяг(порівняно із жорстким):

- збільшує теплову сталість та ресурс підшипників;
- зменшує жорсткість та частоти власних коливань;
- викликає осьове зміщення шпинделя при високих обертах (як наслідок дії відцентрових сил).

Пружні елементи (тобто мова йде про пружний натяг) забезпечують приблизно постійну жорсткість ШВ та компенсацію зношення. Циліндричні пружини встановлюють по колу у спеціальних кільцях, а у конічних підшипниках серії 17000 конструкцією передбачено широке зовнішнє кільце з отворами по колу для встановлення пружин. Маємо додатковий ефект підвищення точності базування за рахунок збільшення ширини кільця. Але зменшення частоти власних коливань є суттєвою пересторогою до використання за високих частот обертання. Зменшується і жорсткість, але негативні наслідки можна усунути конструктивними способами.

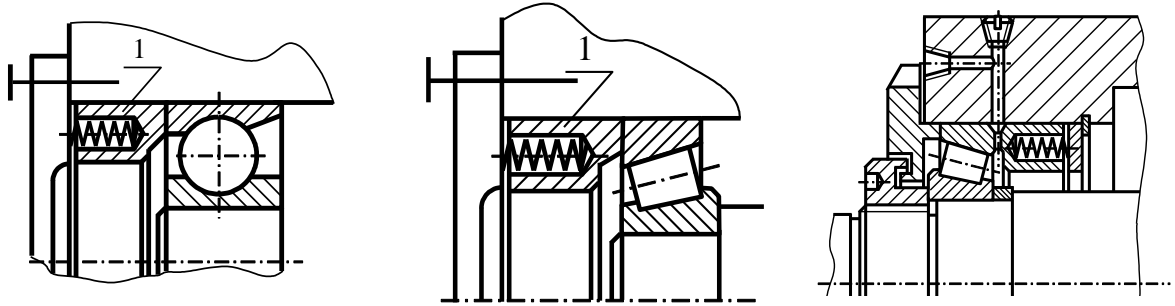


Рис. 55 Способи підтримування потрібної жорсткості опор пружинами
(стискання у додатковому кільці 1).

Опори шпинделів працюють із легким, середнім та важким попереднім натягом. Для більшості прецизійних верстатів, що працюють з невеликими навантаженнями, достатньо легкого натягу, для силових – середнього. Важкий натяг застосовують лише при великих осьових та радіальних навантаженнях.

Підвищити жорсткість підшипника можна за рахунок ліквідації осьової гри у комплекті підшипників, тобто за рахунок створення початкової пружної деформації у точках контакту робочих поверхонь з тілами кочення під дією попереднього та осьового навантажень. Якщо потім до підшипника прикласти робоче осьове навантаження, то відносне переміщення його кільця внаслідок пружної деформації робочих поверхонь буде значно меншим.

Мінімальний попередній натяг для радіально-упорних підшипників можна обчислити:

$$A_{o \min} = 0,158 \operatorname{tg} \alpha \cdot F_r \pm 0,5 F_a ,$$

де: F_r – радіальне навантаження на підшипник, Н;

F_a – осьове навантаження, Н;

α – кут контакту, град.

Знак (+) відноситься до підшипника, що сприймає осьове навантаження, (-) – до підшипника, що розвантажується від попереднього натягу під дією зовнішнього навантаження. Як зусилля попереднього натягу приймають більше з двох отриманих значень.

На попередній натяг підшипника можна суттєво вплинути за рахунок посадки внутрішнього кільця. Так, наприклад для радіально-упорного шарикопідшипника з

кутом контакту 25° достатньо мати натяг посадки внутрішнього кільця $6...7$ мкм, щоб підвищити натяг від легкого до середнього (данні фірми FAG).

Орієнтовні значення попереднього натягу радіально-упорних шарикопідшипників наведені у довідниках. Абсолютна жорсткість цих підшипників становить ~ 15 Н/мкм на один міліметр діаметру отвору.

Величина зазору (натягу) у підшипниках типу 3182100 та 4162900 змінюється при напресовуванні внутрішнього кільця на конічну шийку шпинделя або спеціальної втулки.

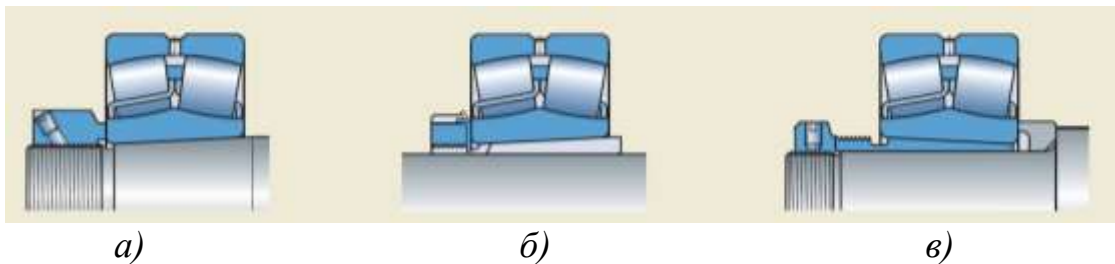


Рис. 56. Закріплення підшипника на посадковій шийці валу або на втулці

Між осьовим зміщенням внутрішніх колець підшипників і збільшенням середнього діаметра доріжок кочення існує певне співвідношення.

Довідка

Є кілька способів регулювання зазору. Один з них наступний.

Зовнішнє кільце встановлюють з нагрівом (до температури $40-50^\circ\text{C}$) або з використанням спеціального пристосування для запресовування колець у корпус (або гільзу).

Після охолодження вимірюють діаметр доріжки кочення прецизійним нутроміром. Внутрішнє кільце з комплектом роликів насувають на конічну шийку шпинделя. Спеціальне пристосування (наприклад, прилад типу GB виробництва фірми SKF, рис. 57) надягають на комплект роликів, що стає можливим завдяки деформації пружного кільця з прорізом у складі

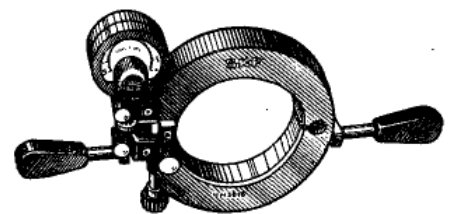


Рис. 57. Спеціальний прилад для вимірювання діаметру кола, яке охоплює ролики підшипника.

прибору, і вимірюють нутроміром діаметр отриманого отвору, тобто окружності, яка огинає ролики підшипника. Вимірювання дозволяє порівняти діаметри і визначити встановлений зазор між роликами і зовнішнім кільцем. Відповідно до заданого зазору,

внутрішнє кільце підшипника зміщують в осьовому напрямі на орієнтовну величину, повторюють вимірювання, щоб впевнитись, що отриманий зазор відповідає заданому. Якщо у конструкції передбачено дистанційне кільце-проставку між торцем підшипника і буртом шпинделя, то цю відстань вимірюють обмірними плитками і відповідно до отриманих значень шліфують дистанційне кільце. Подальше складання ШВ виконують без будь-якого додаткового регулювання роликпідшипника. На рис. 58 показано пристрій для демонтажу підшипника.

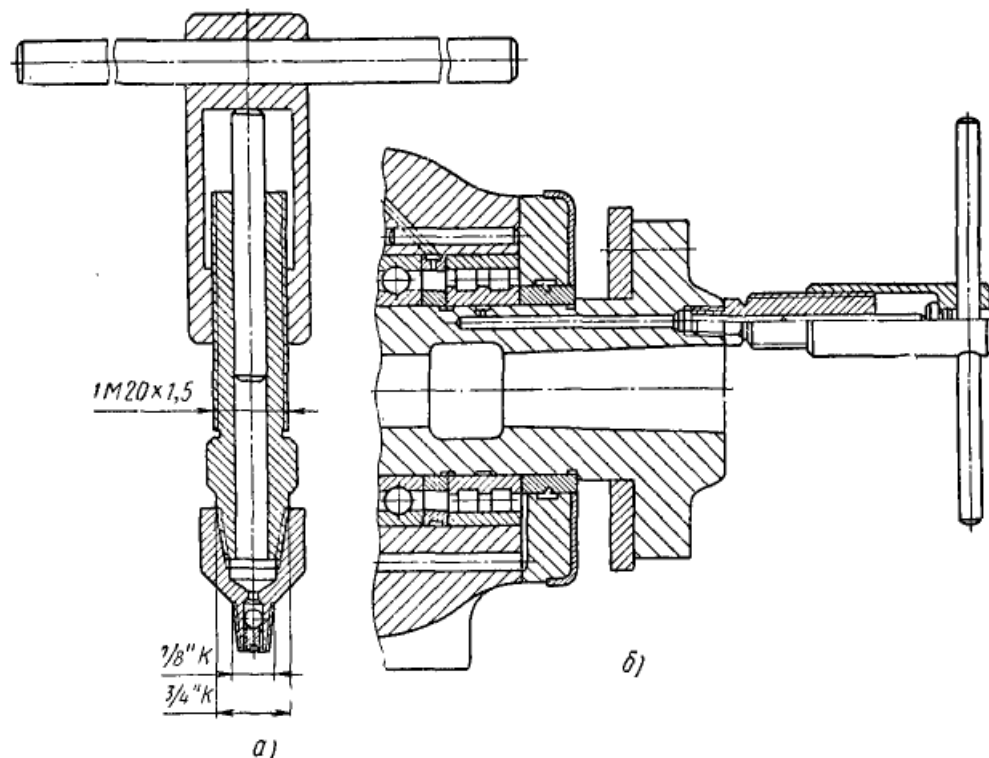


Рис. 58. Знімач (а) для спресовування колець підшипнику із шпинделя та канали (б) для підведення мастила на поверхню посадки внутрішнього кільця [7]

За рекомендаціями фірми (Швеція) для монтажу без нагріву може бути використано:

- механічний монтаж.
- метод монтажу SKF Drive-up.
- метод монтажу з використанням гіддорозпору.
- вимірювання розширення внутрішнього кільця (метод Sensor-Mount).

Метод точного монтажу SKF Drive-up [22, 23] використовують для монтажу підшипників з внутрішнім діаметром $d \geq 50$ мм, а для середньо- та великогабаритних підшипників його додатково поєднують із методом гідророзпору. Підшипники з конічним отвором монтують з натягом. Для визначення величини натягу існує кілька методів: вимірюють зменшення зазору каліброваним щупом, кут затягування стопорної гайки, тощо.

Метод SKF Drive-up передбачає двоетапний процес:

1. У гідравлічній гайці з індикатором годинникового типу створюється потрібний (рекомендований) тиск, який визначає початкове положення гайки, досягається надійне осьове положення внутрішнього кільця підшипника на валу.

2. При збільшенні тиску у гайці внутрішнє кільце підшипника зміщується по валу на конічне посадкове місце. Щоб отримати потрібну величину переміщення, його вимірюють індикатором годинникового типу.

Для методу SKF Drive-up потрібні наступні інструменти (рис. 59):

- *a* – гідравлічна гайка SKF H MV...E або H MVC ..E;
- *b* – гідравлічний насос відповідного типорозміру;
- *c* – точний манометр, придатний для даних умов монтажу;
- *d* – відповідний індикатор годинникового типу.

Докладні інструкції з монтажу є на сайті

www.skf.ru/mount

На рис. 60 показано застосування методу з використанням гідророзпору, який також використовують для монтажу підшипників з конічним отвором. Масло під високим тиском подають між внутрішнім кільцем підшипника та посадковою шийкою валу, де утворюється мастильна плівка, яка відокремлює

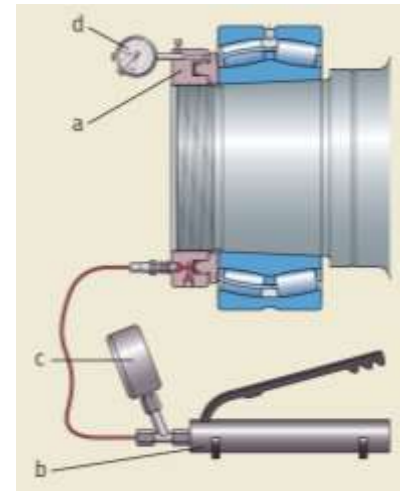


Рис. 59. Монтаж підшипника методом SKF Drive-up.

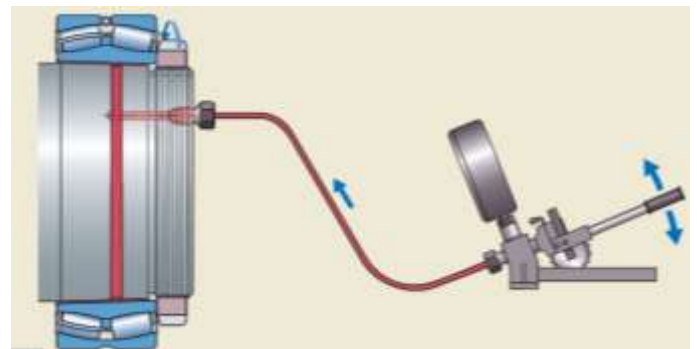


Рис. 60. Метод монтажу з гідророзпором

монтажні поверхні і значно зменшує тертя. Так можна здійснити монтаж на конічну шийку валу, на закріплювальну або стяжну втулку (рис.60): перемістити підшипник уздовж конічної поверхні на відстань, вказану в програмі, додатку або на сайті.

Тиск в початковому положенні і відстань зсуву для багатьох підшипників SKF визначається за допомогою програми розрахунку для методу SKF Drive-up, якою можна скористатися на сайті www.skf.ru/mount.

Даний метод монтажу підшипника забезпечує необхідний натяг і заданий залишковий зазор.

Для регулювання натягу і фіксації підшипників на валу використовують регульовальні (стопорні) гайки з різьбою не менше 4-го ступеню точності та надійною фіксацією від розкручування – стопорінням. Взагалі рекомендується використовувати гайки з максимальним торцевим биттям 2 мкм, а для прецизійних ШВ – спеціальні кріпильні втулки із гідросистемою монтажу [7]. Якщо ці вимоги не виконано, то затискати шпиндельний підшипник безпосередньо гайкою не рекомендується, бо її торці не є строго паралельними між собою та не є перпендикулярними до осі. Навіть гайки класу точності А здатні забезпечити відхилення від перпендикулярності торця до 0,03 мм. Торцеве биття гайки зумовлює перекіс кільця підшипника або згин шпинделя.

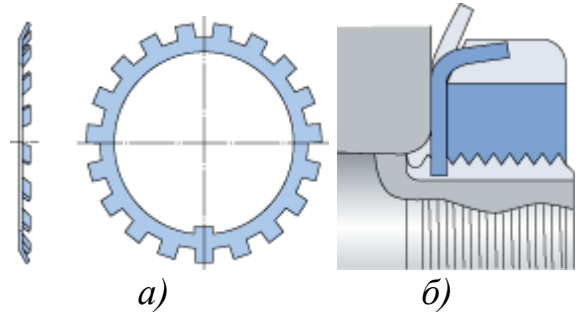
Для фіксації підшипників на валу використовуються стопорні гайки. Крім того, їх також можна використовувати для монтажу підшипників з конічним отвором на конічних посадкових місцях на валу і на закріпних (стяжних) втулках у разі циліндричного валу, а також для демонтажу підшипників зі стяжних втулок. Стопорні гайки часто використовуються для закріплення шестерень, шківів та інших деталей обладнання.

При виборі типу стопоріння враховують наявність вільного простору, вимоги за точністю й надійністю стопоріння, відсутність чи наявність реверсу обертання, наявність осьових навантажень, динамічні умови роботи обладнання, фінансові й часові витрати на реалізацію стопоріння.

Для запобігання відгвинчуванню стопорні гайки повинні закріплюватися (стопоритися) за допомогою:

- установки фіксуючого пристрою в шпонкових пазах валу або закріпної втулки;
- вбудованого фіксуючого пристрою в гайці.

До стопорних гайок, для яких є потрібним шпонковий паз на валу або закріпній втулці, відносять стопорні шайби, стопорні бугелі і стопорні пластини, які є простими і надійними кріпильними елементами. У ШВ з невисокими частотою обертання та точністю використовують стопорні шайби, інші варіанти цього типу стопоріння у ШВ не використовують.



Стопорні шайби (рис. 61, а) вставляються лапкою в шпонковий паз. Шайба фіксує гайку на місці шляхом загину однієї із законтривальних

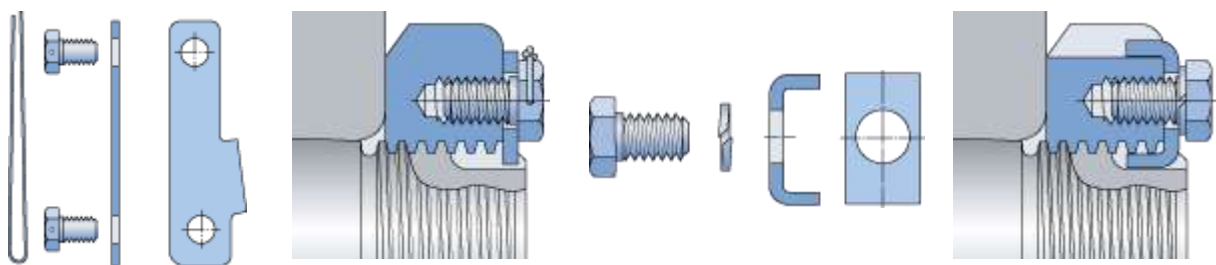
лапок шайби в паз на зовнішньому діаметрі гайки (рис. 61, б).

Гайки із стопорною шайбою обмежено використовуються у точних ШВ і вони мають обмежену кількість повторних стопорінь.

Довідка [\[https://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/index.html\]](https://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/index.html)

Стопорні бугелі типу MS вставляються в паз валу або закріпній втулки і один з пазів стопорній гайки, розташованих на зовнішньому діаметрі. Стопорні бугелі кріпляться до гайки за допомогою болта (рис. 62, а).

Стопорні пластини вставляються в паз на валу або закріпній втулці і кріпляться до торця гайки за допомогою двох болтів, що фіксуються кріпильної дротом. Стопорна пластина поставляється в комплекті з двома болтами з шестигранною головкою з просвердленими отворами і кріпильної дротом для їх фіксації (рис. 62, б).



а) – стопорний бугель

б) – стопорна скоба (пластина)

Рис. 62. Стопорні гайки, для яких потрібний шпонковий паз.

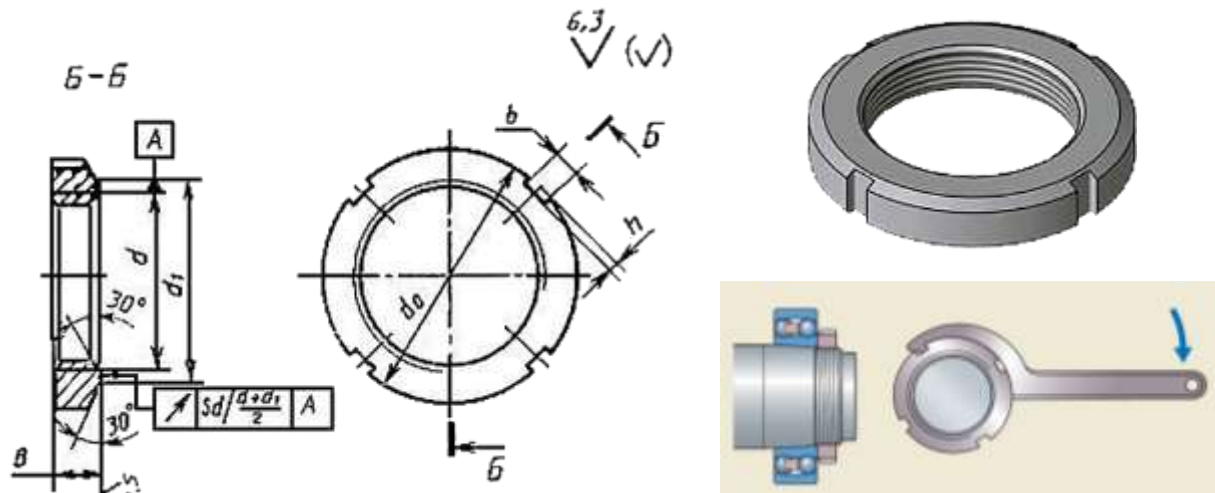


Рис. 63. Пазова гайка (гайка кругла шліцьова згідно DIN 1804)

Стопорні гайки із вбудованим механізмом фіксації дозволяють знизити вартість валів через відсутність необхідності виготовлення паза. Даний варіант відрізняється більш швидким і легким встановленням, бо не потрібні окремі фіксуючі пристрої. Прикладом є стопорні гайки типів КМК та КМФЕ (фірма SKF).

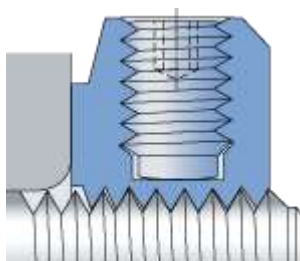


Рис. 64. Стопорна гайка типу КМФЕ

Принцип фіксації:

Стопорні гайки типу КМФЕ (рис. 64) оснащені одним стопорним (встановлювальним) гвинтом для фіксації гайки. При затягуванні стопорного гвинта відбувається деформація різьблення гайки і її притиснення до різьби валу або втулки. Тертя, яке виникає при цьому, є достатнім для фіксації гайки.

На рис. 65 подано ряд конструктивних варіантів стопоріння.

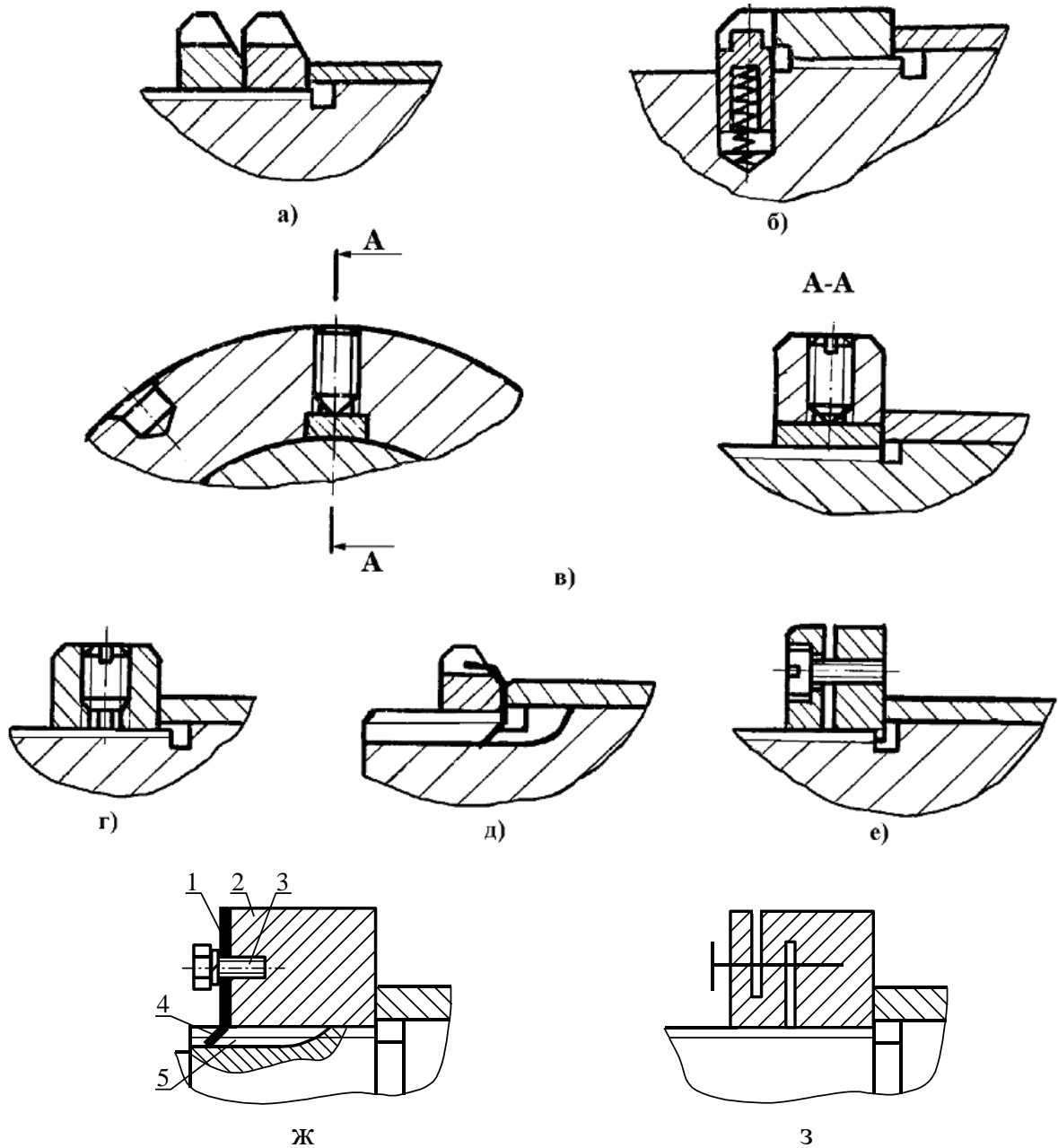


Рис. 65. Засоби запобігання розкручуванню регулювальних гайок:
а) – контргайка; б) – фіксатор; в), г) – стопорні гвинти; д) – пелюсткова
стопорна шайба; е, з) – розрізна гайка; ж) – стопорна пластина.

Гайки з різними розрізами, надрізами та гвинтами, що їх стягують (рис. 65: е, з), з радіальними (рис. 65: в, г) чи осьовими (рис. 65: е, з) стопорними гвинтами (гвинт 4, який діє на нарізний разом із гайкою різьбовий вкладень 3 (рис 65: а, б, в)) здійснюють стопоріння шляхом силового впливу на витки різьби для збільшення сил тертя. За певних умов можливий перекіс торців гайки, який збільшить биття шпинделя.

Гайки із стопорними шайбами (рис. 65, д) та гайки із радіальними фіксаторами (рис. 65, б) силового впливу на витки не мають. Стопорні шайби мають обмежену кількість повторних стопорінь. Конструкція на рис. 65, ж передбачає встановлення шайби 1 з м'якого матеріалу з боку неробочого торця гайки 2 та кріплення гвинтом 3. За високих вимог до балансування передбачають два симетричні вушка 4 та два пази 5. Тонка градація фіксованих положень гайки відносно шпинделя забезпечується некрatними кількостями отворів n_1 у шайбі та n_2 у гайці. Наприклад, $n_1=18$, $n_2=8$, градація фіксованих положень становить $\frac{2}{n_1 n_2} = \frac{1}{72}$ обороти гайки або 5° .

Фірма INA (зараз разом із фірмою FAG увійшла до SCHAEFFLER GRUPPE INDUSTRIES, Німеччина) випускає пазові регулюючі гайки з торцевим биттям 0,002 мм. Різьба 1 та торцева поверхня 2, що прилягає до підшипника, зашліфовані з однієї установки. Для стопоріння використовують штифти 3, які шліфують разом з різьбою гайки і вони не збільшують торцеве биття. Для фіксації штифтів використовують контр-шпильки 4, які розташовані співвісно з штифтом або під кутом 90° до його осі (рис. 66, а, б).

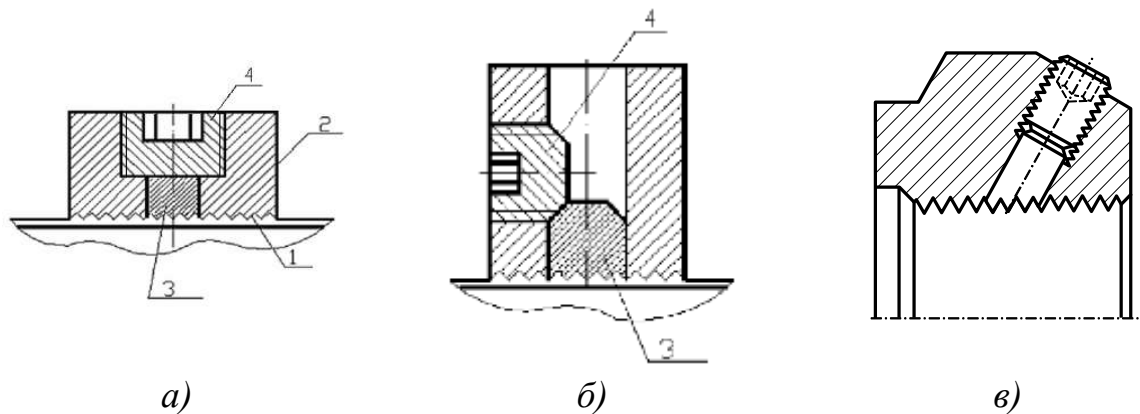


Рис. 66. Регулювальні гайки шпиндельних вузлів:

а, б – прецизійні пазові гайки (фірма INA); в – спеціальні гайки типу КМТ (фірма SKF)

Фірма SKF (Швеція), в свою чергу, випускає спеціальні гайки типу КМТ та КМТА для прецизійних верстатів– для використанні із підшипниками типу 3182100 (позначення ДПЗ). Рівномірно по колу розташовані 3 латунні штифти, в які впираються різьбові штифти (рис. 66, в).

Прецизійні стопорні гайки із стопорними штифтами призначені для випадків, коли потрібна висока точність, просте складання і надійна фіксація. Три рівновіддалених стопорних штифти дозволяють встановлювати дані гайки точно під прямим кутом торця до валу. Крім того, вони також можуть бути використані для компенсації невеликих кутових відхилень сполучених деталей.

Стопорні гайки типу КМТ (рис. 67, а) випускаються під метричну (від М 10×0,75 до М 200×3) та трапецієвидну різьбу, типу КМТА (рис. 67, б) – під метричну різьбу, окрім того вони мають циліндричну форму зовнішньої поверхні і призначені в основному для вузлів з обмеженим простором, де циліндрична зовнішня поверхня може виступати в ролі елемента безконтактного ущільнення.



а) – КМТ б) – КМТА
Рис. 67 Гайки із стопорними штифтами (фірма SKF)

Технічні переваги:

- максимальне осьове биття фіксуючої площини гайки щодо осі різьби (до розміру 40) – 0,005 мм;
- можливість регулювання для компенсації невеликих кутових відхилень (рис. 68);
- малий крок різьби;
- розраховані на високі осьові навантаження;
- надійний і ефективний механізм фіксації;
- простота монтажу і демонтажу, призначені для частого монтажу і демонтажу;
- пази НЕ потрібні;
- можливість повторного використання.

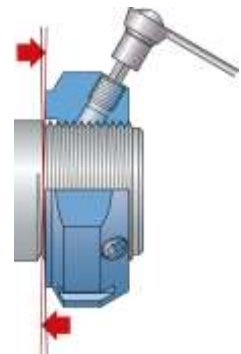


Рис. 68. Регулювання для компенсації кутових відхилень

Принцип фіксації:

Прецизійні стопорні гайки типів КМТ і КМТА мають три стопорні штифти, розташовані на рівно-віддаленій відстані один від одного по колу гайки (рис. 69), які можуть затягуватися стопорними гвинтами для фіксації гайки на валу. Торці штифтів

механічно обробляються під різьбу валу. Отвори для стопорних штифтів і встановлювальних гвинтів просвердлені паралельно бічній поверхні різьби на валу (рис. 69). При затягуванні з рекомендованим моментом стопорні гвинти забезпечують достатню тертя між кінцями штифтів і ненавантаженими бічними поверхнями різьби для запобігання відгвинчуванню гайки в нормальних робочих умовах.

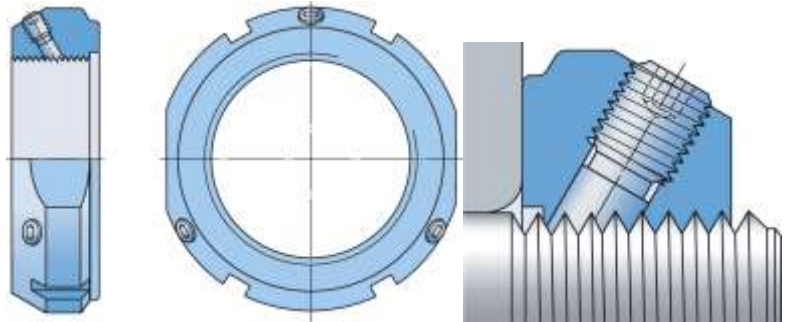


Рис. 69. Стопорна гайка КМТ

Оскільки затягнуті стопорні штифти впираються в ненавантаженоу бічну поверхню різьблення валу, вони не піддаються робочим навантаженням, що діють на гайку.

При затягуванні гайок можуть виникнути деформації шпинделя, що зумовить втрату ним точності обертання. В шпиндельних вузлах прецизійних верстатів в окремих випадках доцільно використовувати сталеві ступінчасті втулки (рис. 70, а).

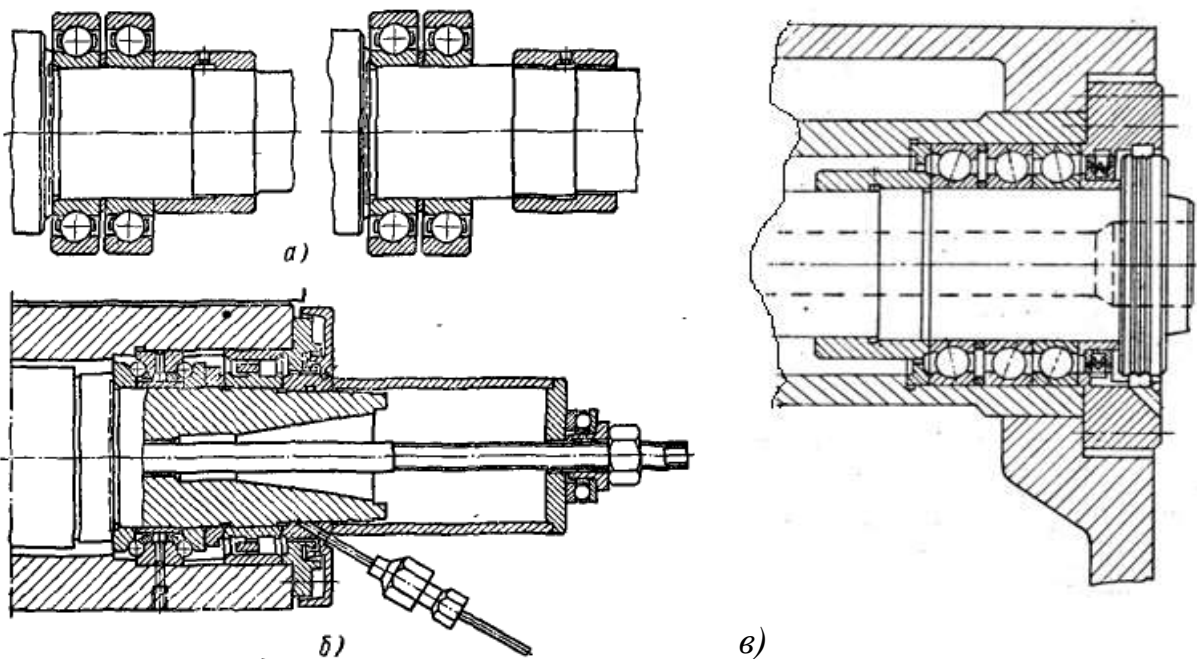


Рис. 70 Східчасті втулки (а) для фіксації підшипників на шпинделі та пристосування (б) для регулювання положення східчастих кілець; в) – передня опора шпиндельного вузла з фіксацією підшипників східчастою втулкою.

Посадкові поверхні двох ділянок втулок виконано з невеликою різницею діаметрів (у діапазоні діаметрів валу $\varnothing 60$ - $\varnothing 100$ мм це 0,1-0,14 мм, різниця діаметрів отворів при

цьому становитиме 0,08-0,12 мм [7]). Втулки встановлюють з нагріванням і регулюють після охолодження спеціальним пристроєм. Втулка при цьому розтискається під дією мастила. Використання гідророзтиску дозволяє усунути перекіс, який може виникнути при посадці втулки. Демонтаж втулки: через різьбовий отвір до встановленої втулки подають мастило (певної в'язкості) і втулка, завдяки різниці у площах перерізів правої й лівої частин, зміщуватиметься доти, доки частина втулки не зсунеться із посадкової поверхні і масло зможе затікати у щілину, яка утворилася. Після цього втулку можна зняти вручну.

Для кріплення на циліндричних валах підшипників кочення з конічним отвором конусністю 1:12 призначені закріплювальні втулки (рис. 71), які, в свою чергу, фіксуються гайкою й стопорною шайбою. Мають розріз по довжині (вздовж твірної). Можуть мати канавки й отвори для підведення і розподілу масла при монтажі і демонтажі підшипників з підведенням масла під тиском на посадочну поверхню. З тією ж метою застосовують стяжні втулки (рис. 72), які дещо відрізняються конструктивно.

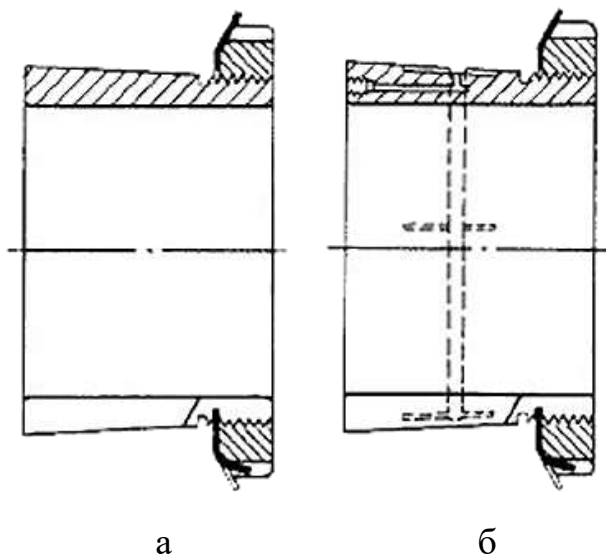


Рис. 71. Закріплювальна втулка

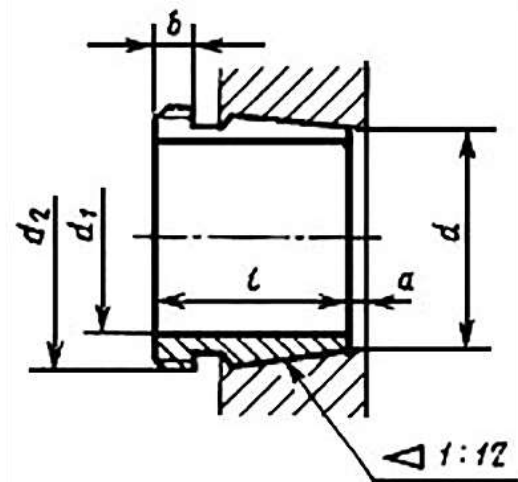


Рис. 72. Стяжна втулка.

Розміри закріплювальної втулки на прикладі Н320:

$d_1=90$ мм, $d_2=M100$, $l=71$ мм, $b=12$ мм.

Зовнішні кільця підшипників найчастіше натягують гвинтами кришки з обмеженням моменту затягування. в разі неконтрольованого моменту затягування можна викликати часткову деформацію доріжки кочення зовнішнього кільця (наслідки цього явища наведені раніше). У зонах з підвищеним стисканням можливі сухе тертя або металевий контакт, зумовлені пошкодженням мастильної плівки. У зв'язку з цим збільшується зношення та втрачається якість. Тож доцільним є використання більшої кількості коротких гвинтів невеликого діаметру, розташованих по колу також якомога більшого діаметру. При цьому необхідним є обмеження моменту затягування.

При затиску зовнішнього кільця в корпусі гвинтами кришки може виникнути також явище “випинання” посадкової поверхні корпусу в місцях розміщення кріпильних отворів, і, відповідно, спотворення форми доріжок кочення кільця. Тому, крім вимог до точності виготовлення кріпильних елементів, рекомендується обмежувати момент затягування таким чином, щоб питомий тиск для найслабшого перерізу кільця підшипника не перевищував 10 Н/мм^2 .

Рекомендації:

- Використовувати переважно прецизійні гайки з максимальним торцевим биттям 2 мкм, для прецизійних ШВ – спеціальні кріпильні втулки з гідросистемою монтажу;
- Кришки встановлювати у розточки корпусу із зазором 0,1 ... 0,2 мм при діаметрі $D < 100 \text{ мм}$ та 0,2 ... 0,4 мм при $D > 100 \text{ мм}$.
- Використовувати якомога більше вкорочених кріпильних гвинтів малого діаметру (щонайменше 6) та розташувати їх на колі максимально можливого діаметра;
- Обмежувати момент затягування гвинтів – питомий тиск не більше за 10 Н/мм^2 у найбільшому перерізі кільця підшипника.
- У ШВ верстатів, призначених як для чорнової, так і для чистової обробки, передбачати адаптивне регулювання підшипників залежно від режимів різання та частоти обертання. Використовувати спеціальні підшипники (наприклад, конічні типу Hidra-Rib) або спеціальні пристрої, вбудовані у ШВ.

Питання для самоперевірки

1. Які якісні рекомендації (окрім ДСТУ та ГОСТів) існують щодо обрання типу посадок підшипників на вал та у корпус?
2. Як здійснюють осьову фіксацію підшипника?
3. Що таке осьова гра підшипника?
4. Назвати зазори, які розрізняють у підшипниковому вузлі.
5. Охарактеризувати монтажний зазор.
6. На які режими розраховують встановлюваний попередній натяг і чи регулюється він в процесі роботи?
7. Окрім нормального, з якими ще групами зазору випускають підшипники?
8. Що відбувається при збільшенні натягу?
9. З яких критеріїв та умов обирають зазор (натяг)?
10. Які наслідки має пружний натяг?
11. Навести рекомендації фірми SKF щодо монтажу підшипників типу 3182100.
12. Навести приклади стопоріння гайок
13. Що враховують при обиранні типу стопоріння?
14. Навести приклад стопорної гайки із вбудованим механізмом фіксації.
15. В яких випадках використовуються східчасті втулки, закріплювальні та стяжні?

10 ВИБІР ТИПУ ПЕРЕДАЧІ ОБЕРТАННЯ НА ШПИНДЕЛЬ

Важливим є вибір типу передачі обертання на шпиндель, що залежить, в першу чергу, від точності верстата, частоти обертання шпинделя та величини зусиль, що передаються.

Таблиця 14

Типи передачі обертання на шпиндель

Тип передачі обертання на шпиндель	Колова швидкість, м/с	Умови та обмеження
Зубчаста: Прямозуба	1500...2000 хв ⁻¹ $V \leq 9$ м/с	Верстати нормальної точності при великих зусиллях Середні верстати загального машинобудування, клас точності Н, П
	$V \leq 15$ м/с	За умови підвищених вимог до точності та якості обробки зубчастих коліс Ступінь точності 7, шліфовані. У точних верстатах та при підвищених вимогах до шумоутворення – 5-6 ст.
Зубчаста: Косозуба	$V \leq 14$ м/с	лише у верстатах класу Н.
	$V \leq 20$ м/с	за підвищених вимог до точності та якості обробки зубчастих коліс; Як можливе джерело вібрацій та нерівномірності обертання, не використовують у верстатах для чистової обробки та прецизійних.
Пасова	$V > 20$ м/с (через шків, посаджений безпосередньо на задній кінець шпинделя.)	високоточні верстати з обмеженням моменту згину консолі заднього кінця У важких верстатах – розвантажені шківви. <ul style="list-style-type: none"> • 25 м/с – клинові –; • 30-90 м/с – поліклинові, вузькі клинові; • 40-45 м/с – зубчасті; • 30-35 м/с – пласкі (80 м/с – за умови спеціальної технології виготовлення).
мотор-шпиндель (регульовані асинхронні двигуни, сервоприводи)	> 40000 об/хв (до 150000 хв ⁻¹)	з'єднання з двигуном муфтою, співосною до шпинделя: жорсткою (для класу точності Н); пружною (для класів П та В)
електрошпиндель		електродвигун розташовано між опорами шпинделя
пневмошпиндель	до 300000 хв ⁻¹	вбудована пневмотурбіна, тиск повітря 0,4...0,5 МПа.

За граничним навантаженням:

- зубчасті блоки – без обмежень (визначається розмірами і матеріалом);
- муфти – до 50 кВт;
- клиновий, поліклиновий пас на шпиндель – 50-60 кВт;
зубчастий пас на шпиндель – 200 кВт.

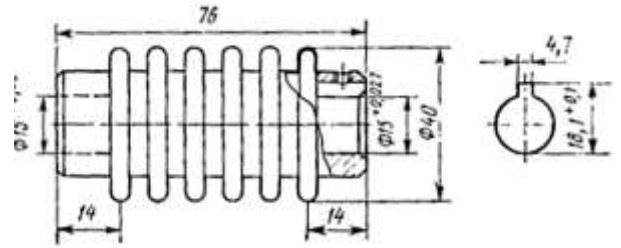


Рис. 73. Пружна металева сільфонна муфта.

Муфти найчастіше використовують пружні втулково-пальцеві (МУВП), сільфонні (припустимими є з'єднання валів з ексцентриситетом до 0,5 мм та відносним кутом зміщення до 2°), магнітні (момент, що передається, не вище 0,5 Нм) та аеростатичні пальцеві

Муфти гасять коливання при крученні, що виникають у різних динамічних режимах роботи приводу. Тобто поліпшуються динамічні характеристики приводу

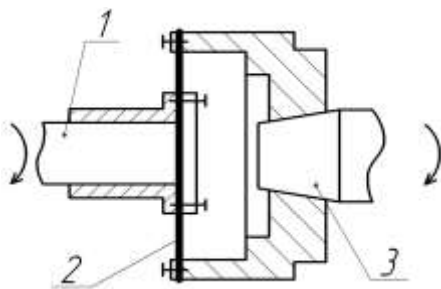


Рис. 74 Мембранно-торсіонний привод: 1 – вал двигуна; 2 – мембрана; 3 – кінець шпинделя.

торсіонний (рис. 74) та інерційний привод (обробка ведеться після відключення двигуна приводу, для збільшення запасу кінетичної енергії іноді на шпиндель встановлюють додатковий маховик).

Для підвищення точності обертання використовують спеціальні заходи, що забезпечують мінімальну передачу навантаження від приводу на передній кінець шпинделя (розташування зубчастих коліс обирають з умови, щоб рівнодіюча сил на зубцях діяла у такому напрямі, в якому вона не впливає на точність обробки; шківні пасових передач виконують розвантаженими). У всіх випадках постійна складова навантаження від приводу у напрямку, що впливає на точність, значно менша, ніж сила різання.

Відстань між опорами чи розташування приводу по довжині шпинделя бажано обирати таким чином, щоб передача коливань від приводу на передній кінець шпинделя

була мінімальною. Мінімальний вплив приводу відповідає такому співвідношенню розмірів, при якому статичний прогин шпинделя біля переднього торця, зумовлений навантаженням на приводному елементі, дорівнює нулю. Виконання цієї умови можливо, бо деформації власне шпинделю та опор скеровані у різні боки. Тобто отримані співвідношення є оптимальними за критерієм мінімальної передачі коливань від приводу. У ряді випадків ці значення близькі до тих же співвідношень за критерієм найбільшої жорсткості.

Отже, по довжині шпинделя ланку, що передає крутний момент, при $M_{кр} < 450 \text{ Н}\cdot\text{м}$ можна розташувати будь-де; при $450 \text{ Н}\cdot\text{м} < M_{кр} < 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ обертання шпинделю можна передавати лише біля передньої опори; при $M_{кр} > 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – дозволяється

передача обертання лише на планшайбу.

Типова компоновка ШВ токарного верстата середнього розміру наведена на (рис. 75).

Сили від зубчастого колеса z_5 , що передає обертання ланцюгові подачі, дуже малі, тож у розрахунковій схемі на цю силу можна не зважати, а розташування вказаного колеса вздовж шпинделя не має істотного значення. Передачу z_1/z_2

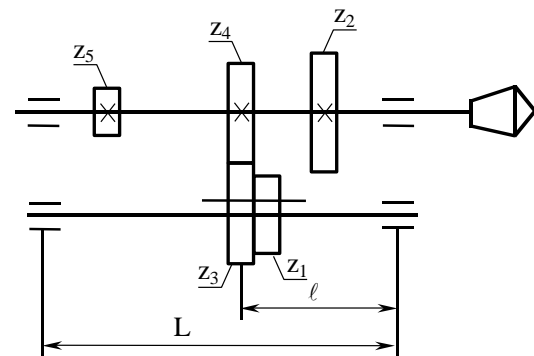


Рис. 75 Фрагмент схеми приводу токарного верстата

використовують для передачі низької швидкості, тобто при чорновій обробці, тож і розташована вона ближче до передньої опори. Передача z_3/z_4 використовується для передачі швидкості при чистовій обробці, тож для зубчастого колеса z_4 треба визначити оптимальне розташування по довжині з точки зору точності. З цією метою розглядають рівняння пружної лінії. Найменшу похибку по довжині оброблюваної деталі можна забезпечити, якщо швидкохідне ведене зубчасте колесо z_4 розташувати на відстані $\ell_1 = (0,35 \dots 0,5)\ell$ від передньої опори [10].

Для підвищення сталості системи діаметр шпиндельного зубчастого колеса $D_{кол}$ при заданому діаметрі обробки треба обирати якомога більшим. Діаметр колеса не повинен бути меншим за діаметр оброблюваної деталі або інструменту. Виконання

умови $D_{\text{кол}} \geq 2d$ (d – діаметр шийки передньої опори) забезпечить рівномірність обертання під навантаженням.

На величину деформації шпинделя та реакцію в опорах (тобто навантаження в опорах) впливає просторове положення приводного ведучого зубчастого колеса. Розрахункові схеми наведені на рис. 76.

У схемі I результуюча сила R , що визначає реакції R_1 та R_2 у передній та задній опорах, визначається як $R_I = P - Q$, де P – сила різання; Q – навантаження на зубчасте колесо. У схемі II результуюча сила R визначається як сума цих сил, тобто $R_{II} = P + Q$. Тож схема I доцільніша у тих випадках, коли треба зменшити реакцію у передній опорі. Натомість, схема II сприятливіша, якщо треба забезпечити мінімальну деформацію переднього кінця шпинделя, бо $y_{II} < y_I$, тому схему II частіш використовують у точних верстатах, а схему I – у верстатах для чорнової обробки.

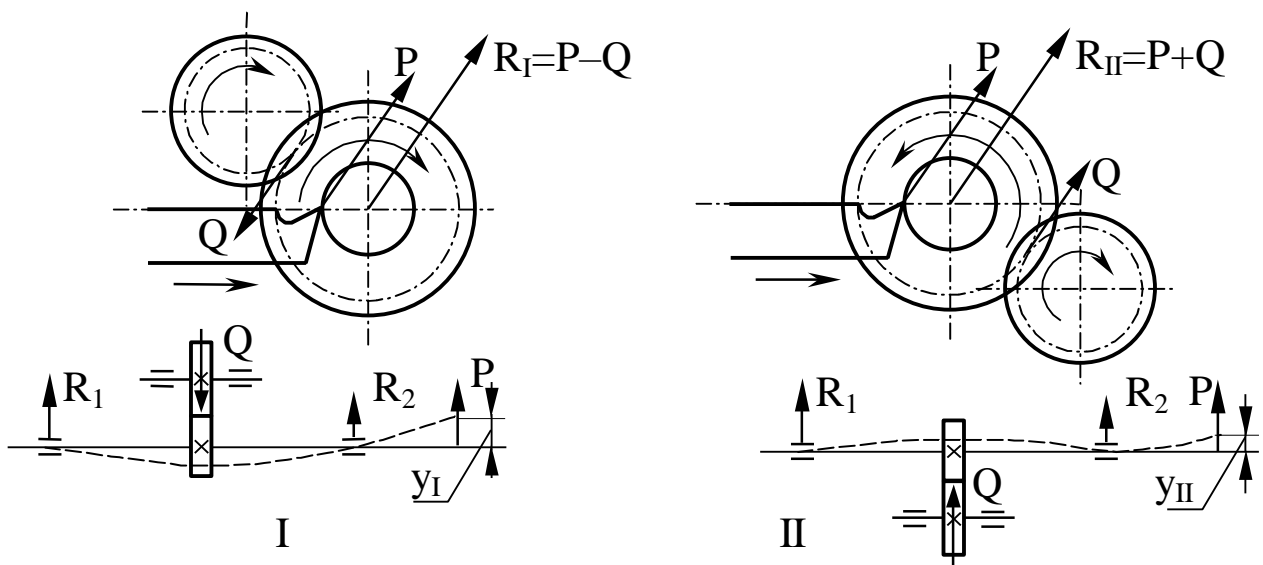


Рис. 76 Розрахункові схеми варіантів передачі обертання на шпиндель

Існують різні рекомендації щодо кутового розташування ведучого привідного колеса. Наприклад, для токарних верстатів середніх розмірів мінімальний прогин під різцем відповідає куту $\beta = 64^\circ \pm 26^\circ$ від кромки різця, а максимальна сталість системи відповідає кутам у 150° та 330° і прилеглим зонам А та Б з однаковими якостями (рис. 77).

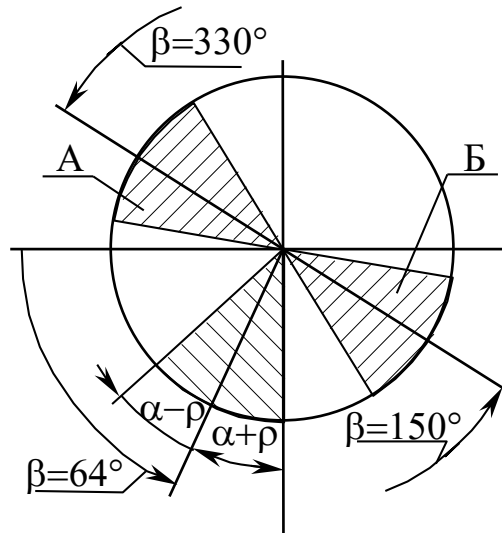


Рис. 77 Рекомендовані зони кутового розташування ведучого привідного колеса токарних верстатів ($\alpha=20^\circ$ – кут зачеплення; $\rho=6^\circ$ – кут тертя).

Привідні зубчасті колеса повинні мати щільні посадки, бажано на конічній поверхні. Не рекомендується використовувати на шпинделі шліцьові з'єднання, у разі кончої потреби – базувати по боковим сторонам шліців або застосовувати евольвентні шліцьові з'єднання.

Питання для самоперевірки

1. Охарактеризувати типи передач обертання на шпиндель за швидкістю.
2. Охарактеризувати типи передач обертання на шпиндель за навантаженням.
3. Охарактеризувати муфти, які застосовують для передачі обертання на шпиндель.
4. Охарактеризувати розташування ланки, що передає крутний момент, по довжині шпинделя.
5. Пояснити вплив на параметри ШВ просторове положення приводного ведучого зубчастого колеса

11 Електрошпинделі

Впровадження високошвидкісної обробки (ВШО), яка характеризується значним підвищенням швидкості різання та збільшенням об'єму стружки, яка знімається, і вимагає значних змін у технології, зумовило необхідність у створенні високошвидкісних шпинделів. Основні питання, які вирішують при конструюванні високошвидкісного шпинделя [2-9]:

1. Тип шпинделя: з ремінною передачею або мотор-шпиндель з вбудованим мотором (інша назва – електрошпиндель, в якому приводний двигун та механізм затиску інструмента утворюють спільний механічний блок, тобто відсутні традиційні передаточні елементи (пасові, зубчасті)).
2. Підшипники шпинделя: тип, кількість, конфігурація, вид мастила та система змащування. Визначається швидкохідністю, навантаженням, жорсткістю.
3. Двигун: потужність, діапазон регулювання частоти і система, яка це забезпечує, розміри (зокрема, момент інерції, який впливає на тривалість перехідних процесів – розгін, гальмування, реверс). Високошвидкісна обробка зокрема вимагає впровадження електродвигунів із спеціальними системами охолодження та змащування.
4. Система затиску інструменту і інструментальні оправки, в більшості випадків – з можливістю автоматичної заміни.
5. Корпус шпинделя: розміри, вид монтажу.

Одним з конструктивних напрямків розвитку металорізальних верстатів є широке використання мехатронних модулів, що поєднують енергетичні, інформаційні та керуючі функції в єдиному конструктивному блоці. При цьому забезпечується узгоджений вибір параметрів окремих складових підсистем.

Мехатронними модулями руху типу „двигун-робочий орган“ є електрошпинделі (мотор-шпинделі). Широко використовують у шліфувальних та фрезерних верстатах.

Верстат зі свого боку висуває вимоги до шпинделя. Технологічні можливості, технічні характеристики, розміри робочого простору, складність монтажу, тощо. Вимоги ринку й вартість, також визначають вибір шпинделя. Ніхто не буде вбудовувати

складний багатфункціональний шпиндель в простий верстат, для якого вартість шпинделя порівнянна з вартістю самого верстата. Такий шпиндель підходить для складного верстата з високими вимогами по точності і продуктивності.

Перша задача – обрати тип шпинделя.

1. Високошвидкісний шпиндель з пасовою передачею аналогічний звичайному шпинделю з пасовою передачею. Такий типовий шпиндель містить шпиндельний вал на підшипникових опорах, встановлений у корпусі та забезпечений системами затиску і розтиску інструменту, що в більшості випадків монтується ззовні.

Обертання передається до шпинделя за допомогою пасової передачі. Потужність, крутний момент і швидкість шпинделя визначаються характеристиками мотора і передавальним відношенням пасової передачі.

Переваги шпинделя з пасовою передачею:

1. Принципово менша вартість, ніж у електрошпинделя.
2. Широкий діапазон технічних даних (потужність, момент і швидкість шпинделя).
Можуть бути змінені за рахунок вибору іншого мотора або іншого передавального відношення, зокрема з використанням додатково зубчастих передач.
3. Значна потужність і момент: Двигун розташовується поза шпинделем, отже, нема обмежень на його діаметр, що і дозволяє забезпечити значний момент і потужність.

Обмеження шпинделів з пасовою передачею, особливо при ВШО:

- Обмеження максимальної швидкості внаслідок наявності механічних передач та з'єднань. Висока швидкість обертання шківів призводить до розтягування пасів, що обмежує передачу крутного моменту. На високих швидкостях може виникнути неприпустимий рівень вібрацій. Зубчасті зачеплення мають також низьку максимальну швидкість, схильні до вібрацій і до підвищеного нагрівання при високих швидкостях.
- Пасова передача знижує здатність навантаження підшипників: натяг пасу створює постійне радіальне навантаження на задні підшипники шпинделя, яке зростає із збільшенням потужності і швидкості шпинделя і тим самим вичерпує радіальну навантажувальну здатність підшипників. Встановлення додаткових

підшипників або збільшення їхнього діаметра не вирішує проблему, тому що при цьому знижується максимально припустима швидкість обертання шпинделя.

Висновок: застосування шпинделів з пасовою передачею для ВШО можливо у випадках, коли необхідна швидкість обертання шпинделя не перевищує 12 000-15 000 об / хв.

2. Електрошпиндель (мотор-шпиндель) має двигун, який інтегровано в корпус шпинделя, і забезпечує можливість високих швидкостей обертання без обмежень, обумовлених пасовими і зубчастими передачами. Містить встановлений на підшипниках шпиндельний вал систему. Змащування підшипників перманентне на весь термін служби або повітряно-масляне (дозволяє збільшити швидкості обертання на 20% і більше). Вибір конкретного електрошпинделя визначається в першу чергу вимогами верстата: необхідно забезпечити оптимальну комбінацію швидкості обертання, потужності, жорсткості і здатності навантаження.

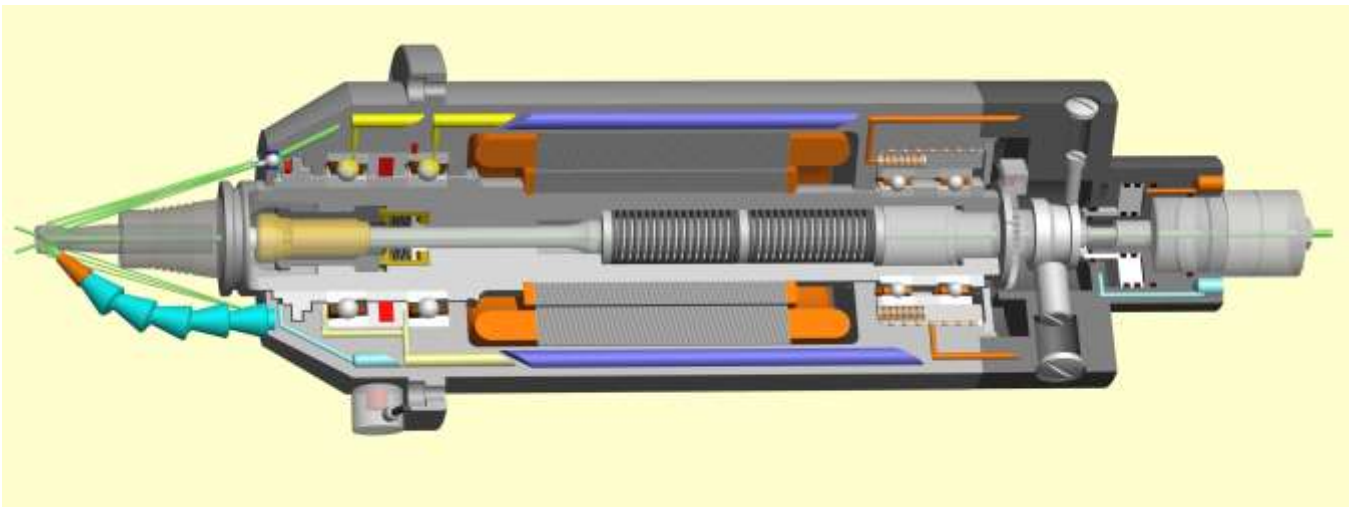


Рис. 78 HF- мотор-шпиндель [2- 9] з оснащенням „Condition Monitoring“ – датчиками і виконавчими елементами для контролю процесу високошвидкісної обробки

Щоб зв'язати безпосередньо (прямий привод) шпиндель верстата та електродвигун, треба узгодити момент на роторі двигуна та момент, що є необхідним для різання, а частота обертання в процесі різання не повинна перевищувати n_{\max} двигуна. Тому для середніх, а особливо для важких токарних верстатів, які призначені для обробки заготовок великого діаметра, використання мотор-шпинделів у головному приводі

є нераціональним. З легкими токарними та багатоцільовими свердлувально-фрезерно-розточувальними верстатами, в яких головний привод здійснює обертання заготовок або ріжучих інструментів меншого діаметра, справа інша і у цих випадках застосування мотор-шпинделя цілком доречне і ефективне.

Завдяки конструкції прямий привод має переваги:

- висока частота обертання;
- спокійний рух завдяки стабільному балансуванню;
- добра керованість кількості обертів, синхронність руху;
- висока точність керування положенням;
- мала вага, компактність;
- зменшення витрат на конструювання, бо всі функції вбудовані;
- широка сумісність з електричними системами приводів (шпиндель, підсилювач привода, ЧПУ – від одного виробника).

За типом опор розрізняють електрошпинделі на опорах кочення, на гідростатичних опорах, на активних електромагнітних опорах (АЕМО). Вибір підшипників визначається багатьма факторами.

Для підшипників кочення швидкохідність обмежена. Для підшипників нормальної точності лінійна швидкість на поверхні цапфи не більше за 20 м/с. Несуча здатність досить значна, бо значними є високі питомі значення через те, що тіла кочення мають високий модуль пружності. Жорсткість залежить від попереднього натягу, може досягати 10^9 Н/м і в цілому нижче, ніж у підшипників ковзання. Характерна висока чутливість до ударних вібраційних навантажень. Вібрація й відцентрові сили викликають певні навантаження та знакозмінні напруження в зоні їхньої дії, що призводить до втомного викришування колець підшипника і обмежує його довговічність. В аварійних ситуаціях можливе перевантаження, яке зумовлює заклинювання, та зростання температури, яке може призвести до змінювання механічних властивостей матеріалів. У таких випадках підшипник схильний до руйнування. В принципі опори виходять з ладу через перевищення швидкостей та навантажень відносно припустимих, що зумовлює підвищене зношення робочих поверхонь та через це відбувається функціональна відмова, яка не підлягає усуненню.

Як позитивну якість, можна відзначити малі осьові габарити (не впливають на довжину всього вузла, радіальні габарити не мають такого суттєвого впливу на показники працездатності) та здатність до самовстановлення завдяки певним конструктивним особливостям.

Довідка






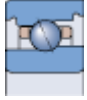

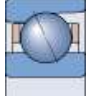
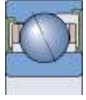




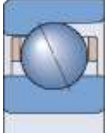
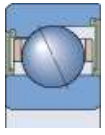
Для високошвидкісних шпиндельних вузлів фірма SKF постачає прецизійні радіально-упорні шарикопідшипники, які відрізняються конструктивними особливостями:

- три різних кути контакту (→ [Углы контакта](#))
- три різних розміру кульок:
- Тип D (→ [Подшипники типа D повышенной грузоподъёмности](#))
- Тип E (→ [Высокоскоростные подшипники типа E](#) і тип W
(→ Високошвидкісні підшипники типу W)
- Тип B (→ [Высокоскоростные подшипники типа B](#))
- два різних матеріали кульок (→ [Гибридные подшипники](#))
- ущільнювальні рішення (→ [Уплотнительные решения](#))
- можливість масло-повітряного змащування через зовнішнє кільце підшипника
(→ [Масловоздушное смазывание через наружное кольцо подшипника](#))
- два різних матеріали кілець (→ [Подшипники из стали NitroMax](#))

Асортимент прецизійних радіально-упорних шарикопідшипників представлений у таблиці 15 ([таблиця 1](#))

Таблиця 15

Прецизійні радіально-упорні шарикопідшипники – асортимент

<i>Серія розмірів ISO</i>	<i>Конструкція підшипників</i>	<i>Відкрите виконання</i>	<i>Виконання з ущільненнями</i>
18	Підвищеної вантажо-підйомності, тип D	 $d = \text{від } 10 \text{ до } 160 \text{ мм}$ $D = \text{від } 19 \text{ до } 200 \text{ мм}$	-
19	Підвищеної вантажо-підйомності, тип D	 $d = \text{від } 10 \text{ до } 360 \text{ мм}$ $D = \text{від } 22 \text{ до } 480 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 10 \text{ до } 150 \text{ мм}$ $D = \text{від } 22 \text{ до } 210 \text{ мм}$
	Високошвидкісний, тип E	 $d = \text{від } 8 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 19 \text{ до } 165 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 20 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 37 \text{ до } 165 \text{ мм}$
	Високошвидкісний, тип B	 $d = \text{від } 30 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 47 \text{ до } 165 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 30 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 47 \text{ до } 165 \text{ мм}$
10	Підвищеної вантажо-підйомності, тип D	 $d = \text{від } 6 \text{ до } 260 \text{ мм}$ $D = \text{від } 17 \text{ до } 400 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 10 \text{ до } 150 \text{ мм}$ $D = \text{від } 26 \text{ до } 225 \text{ мм}$
	Високошвидкісний, тип E	 $d = \text{від } 6 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 17 \text{ до } 180 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 10 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 26 \text{ до } 180 \text{ мм}$
	Високошвидкісний, тип B	 $d = \text{від } 30 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 55 \text{ до } 180 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 30 \text{ до } 120 \text{ мм}$ $D = \text{від } 55 \text{ до } 180 \text{ мм}$
02	Підвищеної вантажо-підйомності, тип D	 $d = \text{від } 7 \text{ до } 140 \text{ мм}$ $D = \text{від } 22 \text{ до } 250 \text{ мм}$	 $d = \text{від } 10 \text{ до } 80 \text{ мм}$ $D = \text{від } 30 \text{ до } 140 \text{ мм}$

На рис. 79 показано мотор-шпиндель, який містить шпиндель 1, що його встановлено у складеному корпусі. У передній опорі встановлено радіально-упорні шарикопідшипники 2, а у задній – однорядний підшипник 4 з циліндричними роликами. Обмотку ротора 3 встановлено безпосередньо на шпинделі, а обмотки статора 5 розташовано у корпусі.

Обмотки ротора й статора розташовано в одному корпусі із шпинделем та опорами, що зумовлює теплові деформації всієї конструкції. Основна проблема при проектуванні – забезпечити якісне охолодження: примусове або конструктивними засобами. Даний шпиндель має між опорами й статором та ротором перетинки 6 та

7, які є порожнистими для зменшення тепловіддачі між підшипниками й статором. Всередині перетинок може передбачатися охолодження. До системи охолодження належать канали 8, які розташовано по гвинтовій лінії по периметру корпусу в області обмоток статора.

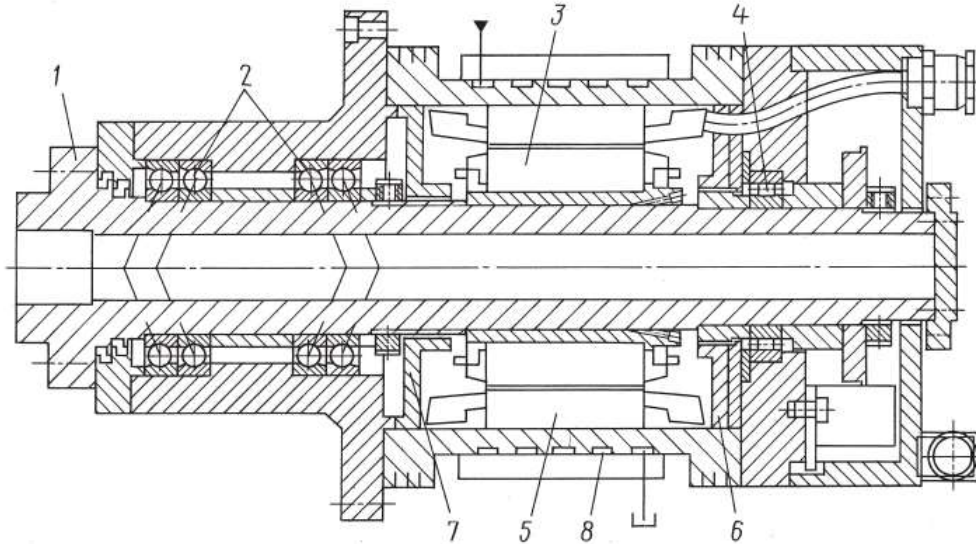


Рис. 79 Мотор-шпиндель.

Електротехнічні фірми, зокрема, Siemens, випускають спеціальні електродвигуни (серія 1FE1, [2-8]), які містять корпус із статором та порожнистий ротор. Такі модулі дозволяють спроектувати потрібну конструкцію мотор-шпинделя.

Одним з першопрохідців в області високошвидкісної обробки (HSC – High Speed Cutting) є фірма IBAG Switzerland AG (Швейцарія, [www.ibag.ch, www.ibag-hsc.de]), яка випускає мотор-шпинделі для різноманітних практичних цілей [2-10]: малі шпинделі для точного фрезерування, свердління та гравірування і великі шпинделі (серії HF), призначені для використання в оброблювальних центрах, зокрема для обробки алюмінієвих профілів, обробки на режимах із значною товщиною зрізу або великим об'ємом металу, який видаляється (видалення великих об'ємів алюмінію, обробка титана, композитних матеріалів і пластмас в ракетній і авіаційній промисловості, штампи, прес-форми, масове виробництво та автоматичні лінії в автомобільній (на заводах Peugeot, Renault та BMW) та авіаційній промисловості), для роботи в умовах гнучкого автоматизованого виробництва. Потужність шпинделів виробництва IBAG Switzerland AG досягає 195 кВт, швидкості обертання до 100 000 об / хв. IBAG пропонує

у багатьох опціях перевірені шпиндельні технології та комплексні системи (містять перетворювачі частоти, які забезпечують безступінчасте регулювання частоти обертання за заданою програмою, системи замащування й охолодження).

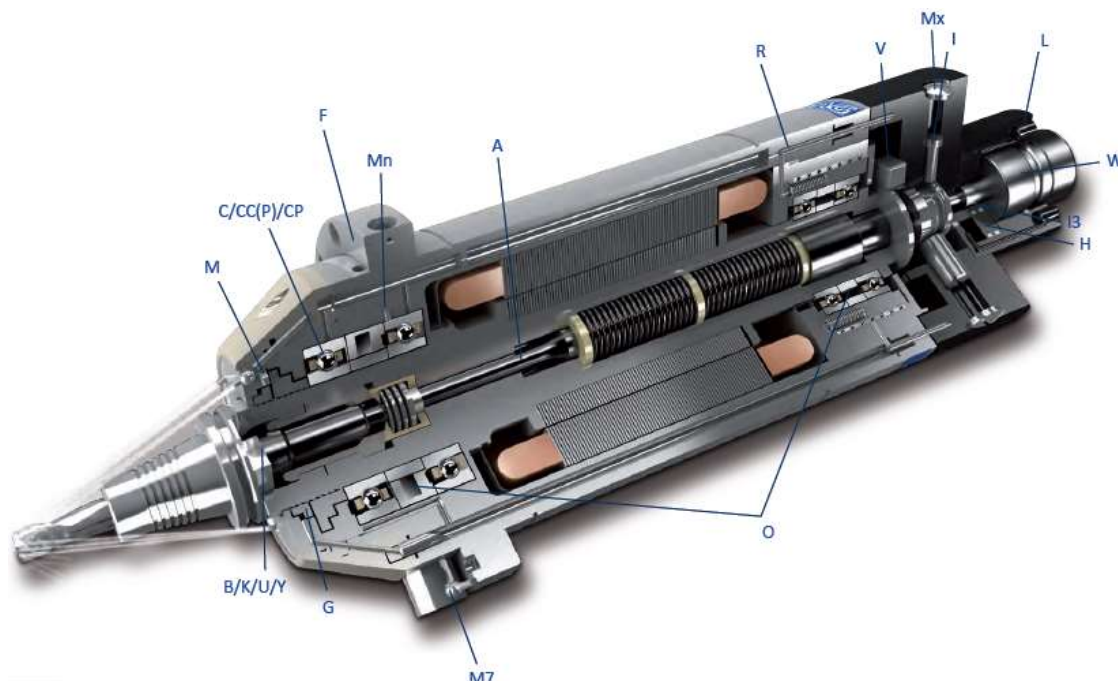


Рис. 80 Електрошпиндель фірми IBAG Switzerland AG.
У таблиці 15 подано позначення, що їх використано на рис. 80.

Таблиця 16

Переклад термінів

BT/BBT/CAT/SK tooling system	B	Система затиску інструмента BT/BBT/CAT /SK
Ceramic ball bearings	C	Гібридні керамічні підшипники
High speed ceramic ball bearings	CC	Гібридні керамічні підшипники особливо високої частоти обертання
Spindle extension	E	Подовження шпинделя
Flange according to spindle drawing	F	Фланець відповідно кресленню шпинделя
Antistatic brushes	G	Антистатичні щітки
Tool change by hydraulic pressure	H	Гідравлічний розтиск інструмента
Sensors to check the tool holder position	I	Датчики контролю положення інструментальної оправки
Piston position monitoring	I3	Датчик контролю положення поршня
HS K tooling system	K	Система затиску інструмента HSK

Oil extraction system	L	Система видалення масла
Spindle axial extension measurement	M	Автоматична компенсація осьового розширення шпиндельного валу
Bearing temperature sensor	Mn	Датчики вимірювання температури підшипників
Datalogger	Mx	Реєстратор даних
Vibration sensor	M7	Датчик вібрацій
Bearing arrangement for higher stiffness	O	Розташування підшипників для більш високої осьової жорсткості
Grease-packed ball bearings	P	Перманентне змащування підшипників
Hydraulic preload for higher axial load	R	Гідравлічне попереднє натягнення для більш високих осьових навантажень
Special / customized solution	S	Спеціальне виконання відповідно вимогам замовника
MEGA-xS tooling system	U	Система затиску інструмента MEGA-xS
Encoder for vector control and shaft positioning	V	Енкодер для векторного контролю і орієнтації шпиндельного вала
Tool cooling through spindle-centre	W	Подача СОЖ через центр шпинделя
Capto tooling system	Y	Система затиску інструмента CAPTO

Для точної та ультраточної обробки на оброблювальних центрах (свердління, фрезерування, гравірування, точіння) випускають мотор-шпинделі малого діаметра HF25, HF33, HF60, які мають швидкості 70000-80000 хв⁻¹. Передбачено опцію автоматичної заміни інструментів

На рис. 81 показано комплектну систему HF25 (зверніть увагу на співвідношення габаритних розмірів елементів системи). Завдяки великим потужностям та обертовим моментам, вказані шпинделі придатні як для чорнової так і для чистової й тонкої чистової обробки – один шпиндель для всіх операцій.



Рис. 81 Комплектна система HF25 (IBAG) з регулятором швидкості й блоком повітряно-масляного живлення



а) б) в)
Рис. 82 Спеціальні виконання HF-шпинделів [www.ibag.ch].



а) б) в)
Рис. 83 Приклади застосування високопотужних шпинделів [www.ibag.ch]:
а) – HF 230: обробка за 5-ма осями; б) – HF170: обробка прес-форми;
в) – горизонтальний шпиндель HF 230.

Фірма IBAG Switzerland AG [www.ibag.ch, www.ibag-hsc.de] серійно випускає мотор-шпинделі малих та середніх розмірів на гібридних керамічних підшипниках із змащуванням на весь строк експлуатації шпинделів, з гідравлічним або пневматичним затиском інструмента та його автоматичною зміною.

Гібридні керамічні підшипники шпинделів IBAG встановлюють у різних компоновках. За схемою „дуплекс-тандем“ (рис. 84, а) у передній та задній опорах: стандартна компоновка для малих та середніх шпинделів. Забезпечує найвищі швидкості обертання шпинделів. Компоновка „дуплекс-О“ (рис. 84, б) у передній та задній опорах є можливою для всіх шпинделів. Максимальна швидкість обертання дещо знижується, натомість забезпечується однакова жорсткість ШВ в обох напрямках та зменшується динамічне зміщення шпинделя. Типовий приклад використання –

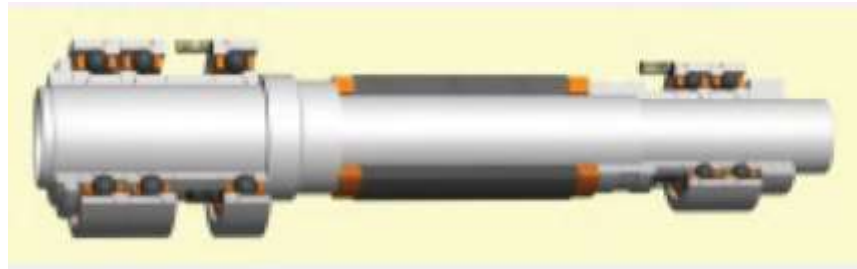
свердильні шпинделі. Компоновка за схемою „триплекс-О-тандем“ (рис. 84, в) застосовується у передніх опорах для важких шпинделів та великих обертових моментів у разі знімання значних об’ємів матеріалу й використанні довгих інструментів.



а)



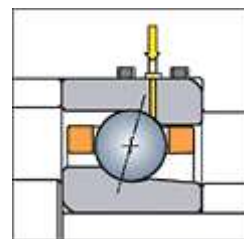
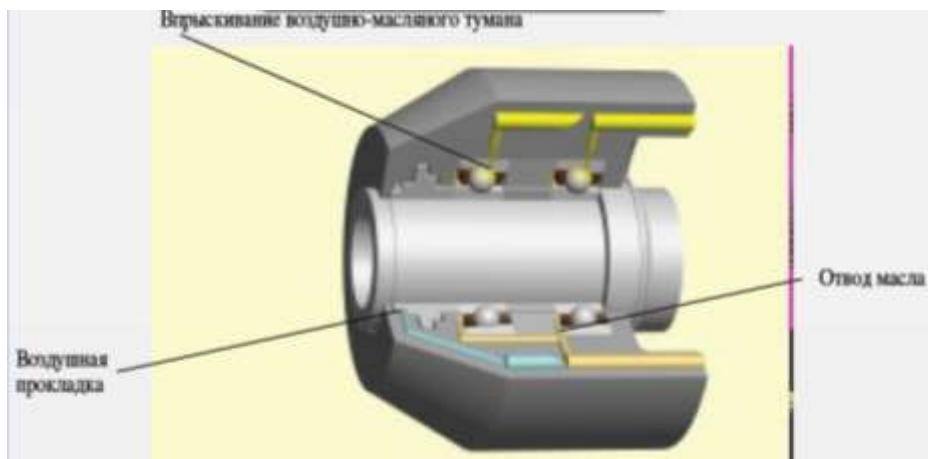
б)



в)

Рис. 84 Компоновки опор шпинделів IBAG [2-9].

Змащування здійснюється рідким мастилом або масляним туманом. Точно розрахована кількість повітряно-масляної суміші подається безпосередньо на гібридні керамічні підшипники (рис. 85). Якщо ШВ має АІ-змащування, то мінімальна кількість мастила подається через 3 отвори малих розмірів у зовнішньому кільці підшипника безпосередньо в область обертання шарика.



Пряма ін'єкція мастила через зовнішнє підшипникове кільце [2-5]

Рис. 85 Змащування гібридних керамічних підшипників [2-9]

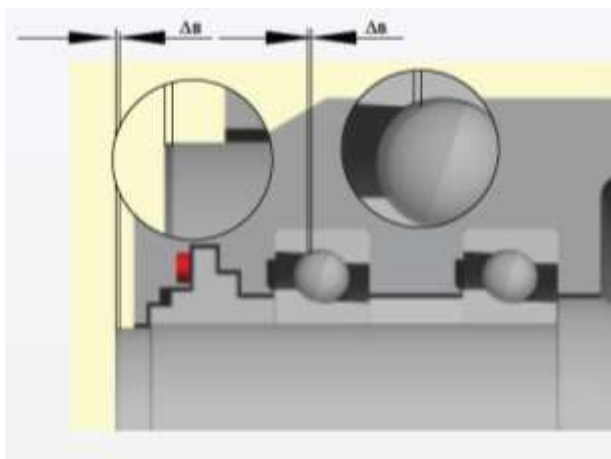
Деякі моделі ШВ мають систему контрольованого залежного від швидкості обертання гідравлічного попереднього натяга (рис. 86): для інструментів великого діаметра та низьких швидкостей обертання потрібний значний попередній натяг, який забезпечить високу жорсткість, а для високообертових інструментів малих діаметрів – низький. Регулювання попереднього натяга дає можливість забезпечити оптимальні потужність та строк експлуатації, додаткове демпфірування, високу якість оброблюваної поверхні. Цією системою не забезпечують ШВ малих розмірів.



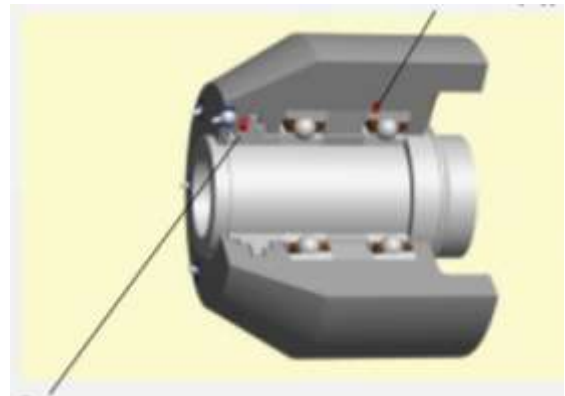
Рис. 86 Гідравлічний попередній натяг [2-9].

Передбачено опції [2-9, 2-12]:

- 1 вимірювання аксіального зміщення Δs шпиндельного вала, зумовленого механічними та термічними деформаціями. Застосовують датчики, які вбудовано на передній поверхні шпинделя (рис. 87).



Датчик температури



Датчик аксіального зміщення

Рис. 87 Датчики аксіального зміщення та температури.

Аналоговий сигнал від датчика може бути використаний будь-яким пристроєм ЧПК для розрахунку компенсації зміщення ШВ вздовж осі Z.

- 2 Вимірювання температури переднього і, за потребою, заднього підшипників спеціальними датчиками температури, які вбудовано в корпус. Сигнал використовують для контролю та діагностики стану підшипників.
- 3 Контроль вібрацій під час роботи вбудованими датчиками – аналоговими чи цифровими (Рис. 88).

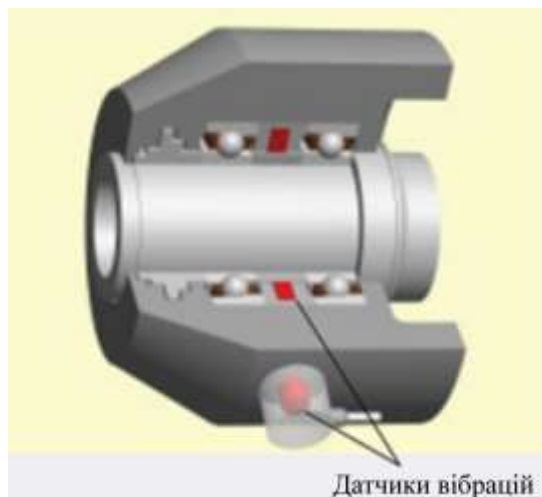


Рис. 88 Датчики вібрацій.

Високий рівень вібрацій може свідчити про використання погано збалансованого інструменту, помилкові параметри обробки чи аварійну ситуацію. Датчики видають 3 типи повідомлень: зелений сигнал, оранжевий (попередження), червоний (помилка). Для малих шпинделів застосовують замість вбудованих датчиків зовнішнє позиціонування. Якщо датчики під'єднати до пристрою ЧПК, можна здійснити глобальний контроль (Condition Monitoring, рис. 88) і збільшити довговічність ШВ.

4 Контроль кріплення інструменту регульованими цифровими датчиками з метою забезпечення автоматичної заміни інструментів у шпинделі.

Контролюється якість затиску та наявність (відсутність) інструмента. Для важких шпинделів можуть бути застосовані аналогові датчики, які надають оператору повідомлення, які заздалегідь встановлені користувачем.

5 Охолодження інструмента й заготовки (рис.89) може здійснюватися у 3-х варіантах підведення повітря, масла та мастильно-охолоджуючої рідини в області різання.

Охолоджуюча рідина може підводитись через 4-6 регульованих форсунок на передній поверхні корпусу шпинделя. Таким чином подають МОР для охолодження інструмента, видалення стружки, а також повітря для обдуву деталі.

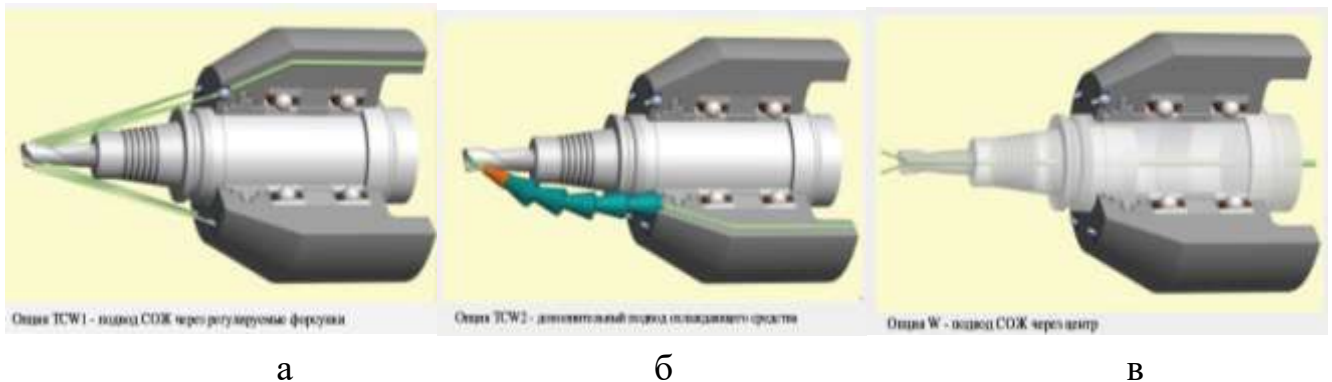


Рис. 89 Конструктивні варіанти забезпечення охолодження інструмента та заготовки: а – через регульовані форсунки; б – через додаткову гнучку насадку; в – через центр шпинделя та інструмент [2-9].

На рис. 89,б зображено також додаткову гнучку насадку на шпиндельній голівці. Так подають повітря або масло для свердлувальних операцій та нарізування різей. Оснащують практично всі середні та важкі шпинделі.

МОР подають також через центр шпинделя та інструмент безпосередньо в область ріжучих кромок, що покращує якість обробленої поверхні. Опція розрахована на тиски до 80 бар та швидкості обертання до 30000 об/хв. опція особливо ефективна при свердлінні глибоких отворів та фрезеруванні пазів і карманів (рис. 89, в).

У деяких конструкціях застосовують водяне охолодження шпинделів. Вода з антикорозійною присадкою охолоджується фреоновим холодильником і температура стабільно становить 22-26° С.

Високошвидкісний інструментальний ECO-мотор-шпиндель 2SP1 з прямим приводом для фрезерування й свердління (рис. 90) випускає фірма SIEMENS. Цей мотор-шпиндель входить у систему приводів SIMODRIVE [2-2].

Приводний двигун вбудовано між опорами шпинделя: ротор безпосередньо насаджено на інструментальний шпиндель. Електроенергія подається лише на зафіксовану зовнішню частину (статор), на внутрішню не подається, тобто ротор є електрично пасивним. Двигун має високий момент обертання. Передбачено керування кількістю обертів та положенням шпинделя (задіяно інтегрований точний селсін-датчик).

Статор двигуна сприймає електричне приводне зусилля і є головним джерелом втрат тепла. Система каналів охолодження розташована у безпосередній близькості до статора.

Конструкція модульна, готова до встановлення й експлуатації.



Рис. 90 ECO-мотор-шпиндель фірми SIEMENS (система приводів SIMODRIVE).

Має наступне оснащення:

1. Вбудована пневматична система для автоматичного затиску інструмента, розрахована на максимум. 5 циклів заміни інструмента у хвилину. Система інтегрована у вал шпинделя і обертається разом з ним. Зусилля затиску створюється пружиною. ШВ обертається лише за відсутності тиску у пневмоциліндрі.
2. Консистентне змащування підшипників кочення на весь строк експлуатації.
3. Двигун привода – синхронний, як опція – асинхронний. Має вбудоване рідинне охолодження.
4. Датчик інкрементальний sin/cos, $V_{pp}256$ поділок (імпульсів). Має сигнали синусовидний, косинусовидний та опорний (1 імпульс на 1 оберт вала).

5. Затиск інструмента: стандартний SK40 для 10000 об/хв, HSKA63 для 15000 об/хв; опція для 10000 об/хв – BT40, CAT40, HSKA63.
6. Контроль системи затиску й керування зміною інструмента – сенсорами (стандартна перевірка: інструмент затиснуто). Стан затиску визначають через осьове положення системи затиску.
7. Внутрішнє охолодження інструмента подачею МОР.

На шпиндель через кабелі та шланги подаються:

- електрична енергія для двигуна (витрати залежать від потужності);
- охолоджуюча рідина (безперервний потік залежить від потужності), питною або технічною водою з мереж або МОР охолоджувати ШВ заборонено. Для захисту двигуна використовують температурний сенсор аналогового типу;
- стиснене повітря для системи затиску інструмента (витрачається лише при вивільненні інструмента та виштовхуванні, витрати повітря 7,2 м³/год, тиск 0,5 МПа);
- повітря для продування конуса інструмента (витрачається лише при виштовхуванні інструмента, витрати 2,1 м³/год при 5 змінюваннях інструмента в хвилину);
- повітря для захисту підшипників від забруднення (повітряний бар'єр), витрачається безперервно 1-1,5 м³/год;
- подача МОР на інструмент (опція);
- електричне живлення 24 В для сенсорів контролю стану затиску (постійно);
- напруга живлення для датчика кутових переміщень.

Строк експлуатації підшипників значним чином визначається строком придатності консистентного мастила. Чим вище частота обертання ШВ, тим менший строк придатності мастила. Наприклад, при $n_{\text{шп}} = 3000$ об/хв. це ~25000 год, а при $n_{\text{шп}} = 10000$ об/хв. – 5000год.

Вказаний строк експлуатації досягається лише за умови забезпечення припустимої температури підшипників.

Строк придатності консистентного мастила може бути розрахований за циклом навантаження ШВ.

Строк експлуатації підшипників може скорочуватися через нерівномірний розподіл температури, тому у разі розгону до верхнього діапазону частот обертання шпиндель вже заздалегідь повинен мати робочу температуру. Передбачено наступне прогрівання мотор- шпинделя:

- 25 % максимальної частоти обертання – 2 хв прогрівання;
- 50 % максимальної частоти обертання – 2 хв прогрівання;

– 75 % максимальної частоти обертання – 2 хв прогрівання.

Такий цикл прогрівання ШВ може бути передбачено у програмі керування. Після здійснення циклу ШВ готовий до роботи.

Розробник верстата повинен при застосуванні мотор-шпинделя попередити виникнення неприпустимої кількості обертів. Якщо це станеться, необхідно забезпечити зупинку шпинделя. Навіть короткочасне перевищення граничних обертів може зумовити вібрації шпиндельної бабки в місці кріплення, перевищення сталості щодо відцентрових зусиль інструментів, до пошкоджень через механічні перевантаження.

Використовується обов'язково інструмент лише відповідної якості:

- має допуск експлуатації за високої частоти обертання й відцентрових сил;
- не повинен знижувати власну частоту ШВ нижче критичної частоти обертання (для довгих та важких інструментів та інструментів значного радіуса існує небезпека зменшення резонансних частот, які повинні завжди перевищувати припустиму для інструмента частоту. Вже сам затиск інструмента знижує резонансні частоти);
- зусилля різання й власна вага інструмента не повинні перевантажувати підшипники;
- бездоганне балансування інструмента.

Довідка

У разі руйнування інструмента за високої частоти обертання уламки можуть викликати значні пошкодження. Наприклад, при відокремленні уламка від інструмента з радіусом 40 мм при $n=10000$ об/хв уламок досягає швидкості 150 км/год.

Рекомендується обирати якнайкоротшу довжину затиску інструмента й короткі інструменти, бо в цьому разі забезпечується плавність ходу та мінімальне навантаження на підшипники. Резонансні частоти обмежуватимуть вагу й габарити інструментів, але резонансні частоти шпиндельної бабки зумовлюються встановленням шпинделя, тобто не можуть визначатися заздалегідь і інструмент треба тестувати щодо його придатності (повільний розгін інструмента до n_{max} і обертання протягом 1 хв, щоб виявити, чи виникають вібрації й шум). Якщо використовують інструмент,

придатний для швидкісної обробки, але в процесі його експлуатації зростають вібрації й шум, то треба перевірити зношення й якість балансування інструмента. Особливу увагу звертають на запобігання перекидним вібраціям заднього кінця шпинделя (з боку В), особливо за значної відстані від нього до фланцю кріплення (рис. 91).

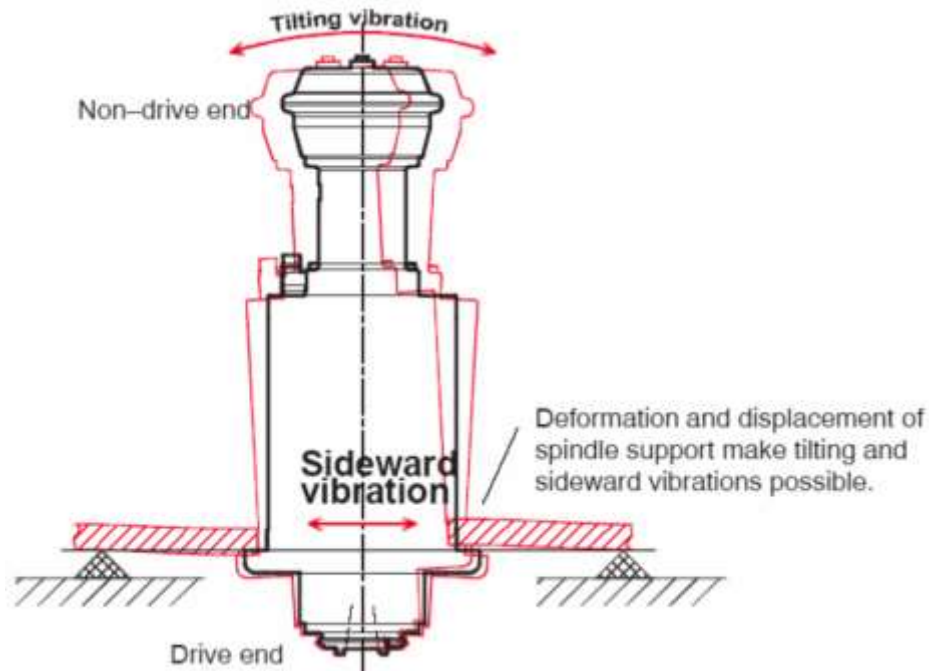


Рис. 91 Форми вібрацій, які можуть зумовлюватись дисбалансом.

Таблиця 16

Переклад термінів

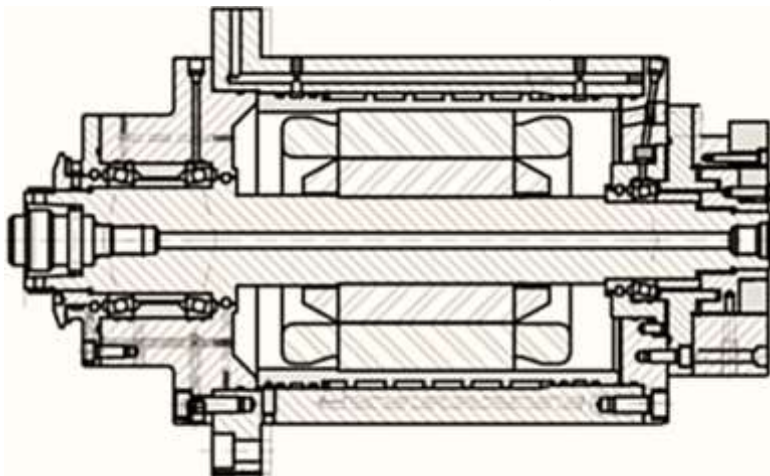
Англійська	Українська
Non-drive end	Бік В
Drive end	Бік А
Tilting vibration	Вібрація, що перекидає
Sideward vibration	Бокова вібрація
Deformation and displacement of spindle support make tilting and sideward vibrations possible.	Деформація і зміщення шпиндельної бабки викликають вібрації, що перекидають, і бокові вібрації.

ШВ інтегрується у структуру верстата як цільний блок. Статичні, а особливо – динамічні властивості є наслідком узгодженості між шпинделем та самою шпиндельною бабкою.

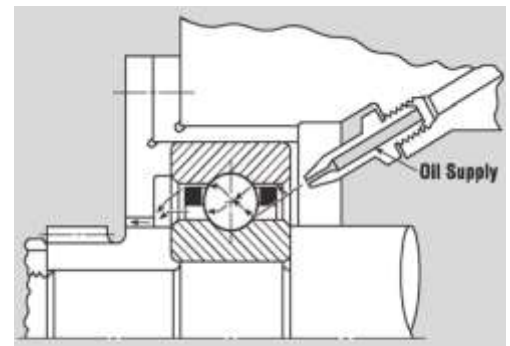
Довідка

Мотор-шпинделі випускають також компанії **FISCHER** PRECISE Group AG та FISCHER FORTUNA (фрезерні шпинделі серії HSK – потужність 12-45 кВт,

максимальна частота обертання 40000-15000 об/хв., діаметр шпинделя 45-100 мм; шліфувальні шпинделі, електрошпинделі, шпиндельні головки, шпиндельні системи для робіт – www.fischerprecise.com); Heinz Fiege (Німеччина) – серій 840/910 потужністю 1,4-13 або 14,5-120 кВт, максимальна частота обертання (40000-24000)/(10000-3000) об/хв., діаметр шпинделя (60-120)/(140-400) мм, довжина (205-375)/(430-1025) мм; Gamfior (Італія) – електрошпинделі на базі підшипників кочення з асинхронними двигунами (мають потужність та частоту обертання відповідно 14 кВт та 28000 хв⁻¹) та з синхронними (вентильними) двигунами (25 кВт та 75000 хв⁻¹); Дупомах (з використанням гібридних керамічних підшипників кочення), TEKNOMOTOR (www.teknomotor.com), компанія GMN – фрезерні мотор-шпинделі /ас/ високочастотні серій НС, НСS; Alfred Jager GmbH (високошвидкісні електрошпинделі на гібридних підшипниках кочення з електронним балансуванням та биттям менш за 2 мкм при вимірюванні на конусі – <http://www.acm-service.ru/jager.php>) та ін.



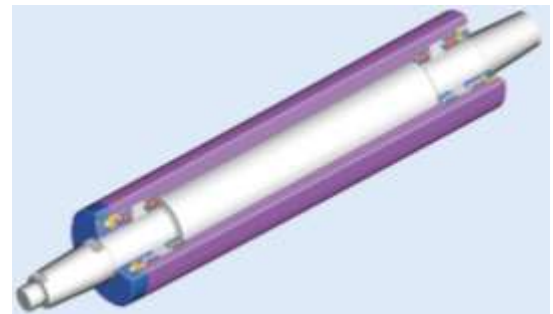
а)



б)

Рис. 92 Електрошпиндель фірми Дупомах: а – загальна схема;

б – змащування підшипників типу air/oil;

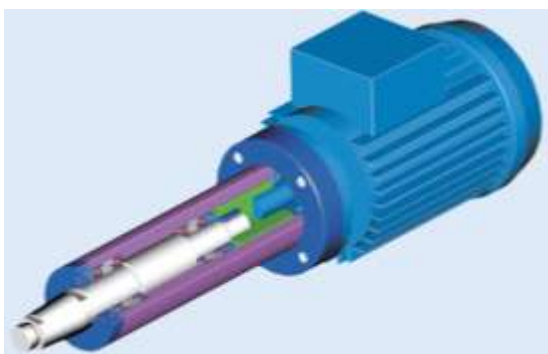


а)

б)

Рис. 93 Мотор-шпинделі фірми Heinz Fiege для швидкісного шліфування – загальний вигляд та функціональна схема: а) – серії 930; б) – зовнішньошліфувальний серії 600 (частоти обертання 13000-21000 об/хв)

[https://www.fiegekg.de/upload/FIEGE/_media/download/online-prospekt-de/index.html#6]



в)

Рис. 94 Мотор-шпинделі фірми Heinz Fiege для швидкісного шліфування – загальний вигляд та функціональна схема: в) – внутрішньошліфувальний серії 500.

[<https://www.fiegekg.de/deutsch/produkte/spindeltechnik/reihe-600.html>];

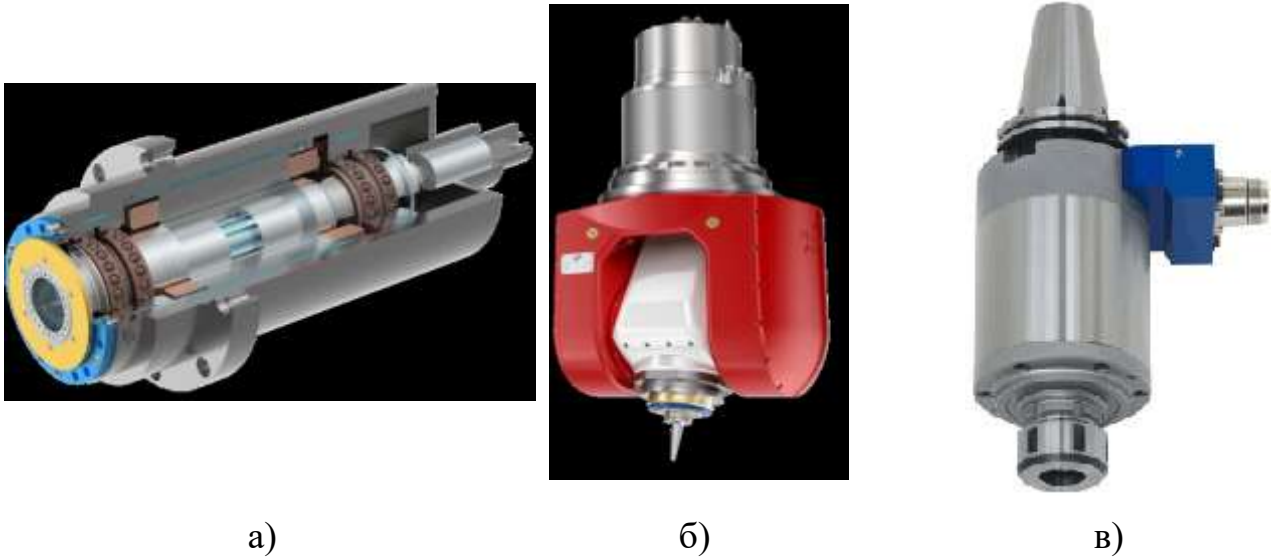


Рис. 95 Електрошпинделі: – фрезерний шпиндель (а) та шпиндельна головка (б) компанії FISCHER PRECISE Group AG; в) – шпиндель для встановлення безпосередньо у шпиндель верстата з автоматичною заміною (фірма **Alfred Jager GmbH**)

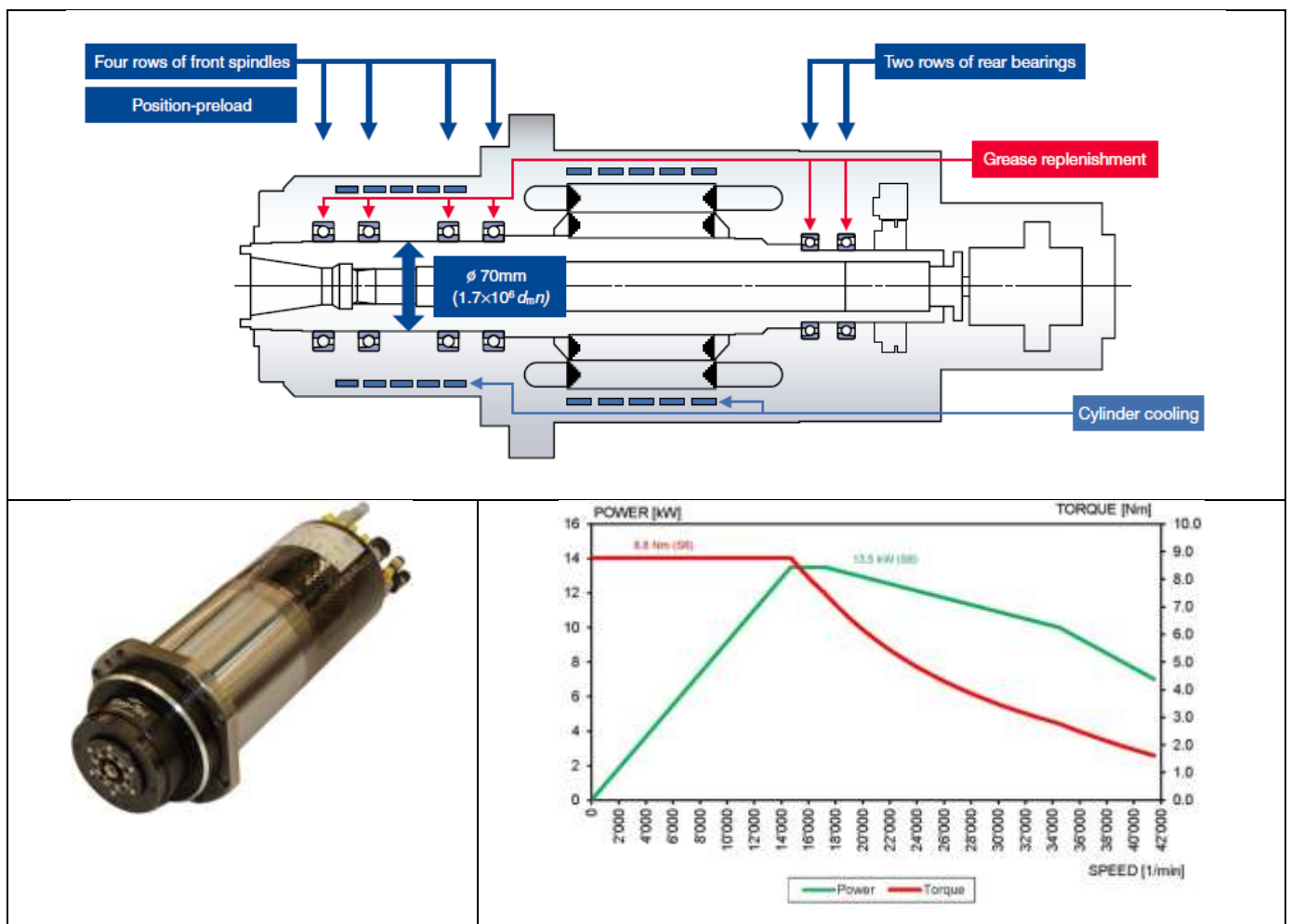


Рис. 96 Електрошпиндель фірми Step-Tec AG [www.step-tec.com]/

Конструкція електрошпинделя фірми Step-Tec AG забезпечує високу термостабільність (зокрема на корпусі шпиндельної гільзи полярний розподіл температури), високу статичну й динамічну жорсткість, забезпечує точність обробки (незначні похибки концентричності поверхонь), герметичність переднього кінця дає можливість використовувати для сухої обробки.

Технічні характеристики: частота обертання 42000 об/хв, потужність двигуна 13,5 кВт, крутний момент на шпинделі 8,8 Нм.

Передбачено систему контролю температури, аналогову систему датчиків V3D, датчик прискорення, модуль діагностики шпинделя, управління процесом через Profibus на ЧПУ. Оснащення від фірм Siemens, Heidenhain.

Використовують у медичному обладнанні, в обробці графіту.

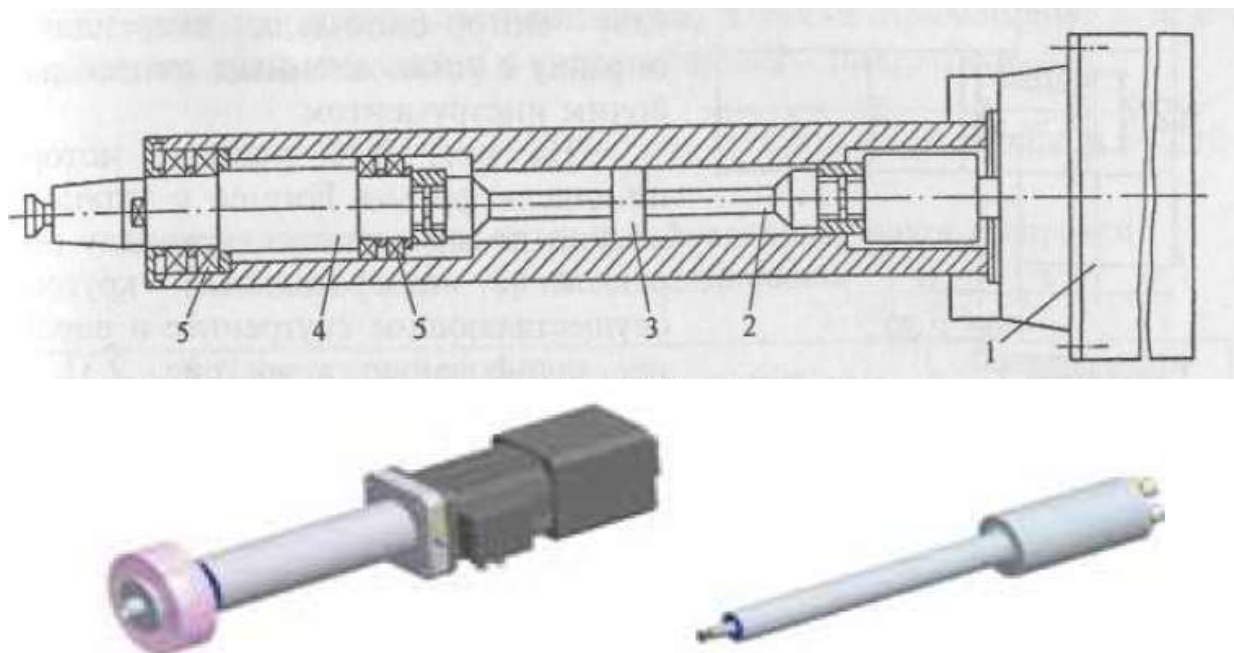


Рис. 97 Мотор-шпинделі фірми FISCHER FORTUNA
для внутрішнього і зовнішнього шліфування.

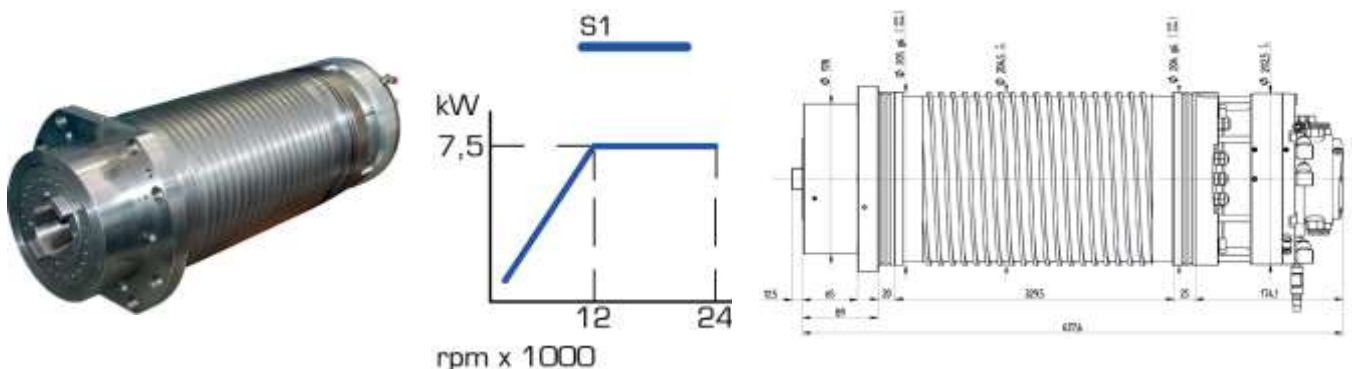


Рис. 98 Електрошпиндель фірми HSD Mechatronik Solution ES748 ISO50

Інші приклади конструкцій електрошпинделів наведені на рис. 99.

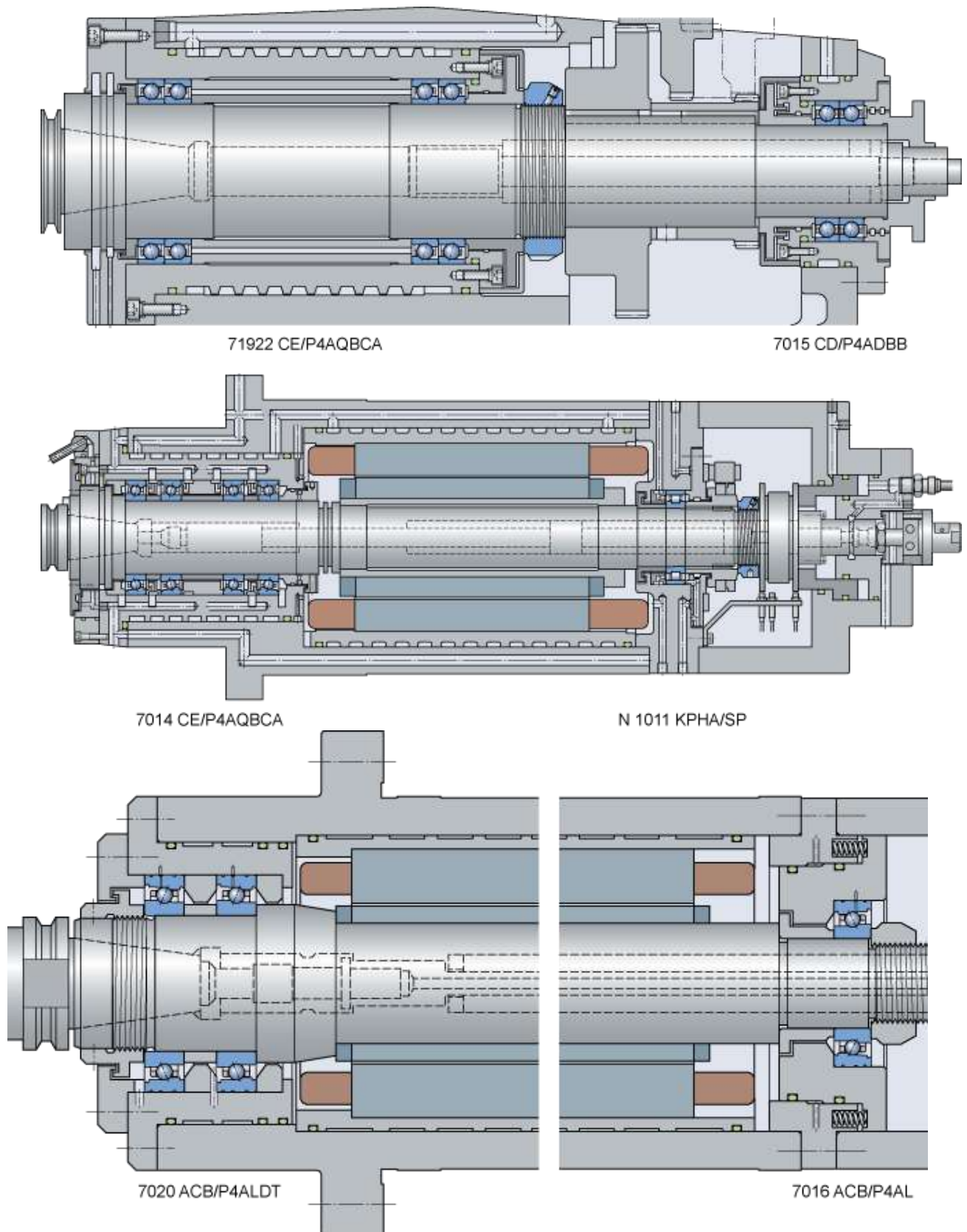


Рис. 99 Шпиндельні вузли високошвидкісних багатоцільових та фрезерних верстатів
[<https://www.skf.com/ru/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/system-rigidity/index.html>]

Ряд серій електрошпинделів різного призначення випускає Росія.

На прикладі гама високошвидкісних мотор-шпинделів (ВМШ) для верстатів свердлильно-фрезерно-розточувального типу, показані особливості конструкції і проектування таких мехатронних вузлів, які були розроблені у СТАНКІНі згідно з державним контрактом.

Таблиця 17

Розмірний ряд ВМШ [2-1]

Тип ВМШ	HSK-I00	HSK-40	ВМШ.МЗ"
Тип конуса	HSK-A100	HSK A40	Морзе №3
P_H , кВт	63	16	12,6
M_H , Н·м	200	28	4
n_{max}^* , Об/хв	10000/12000	20000/29000	-/40000
Маса, кг	333	84	34
F_{max} , Н (на вильоті l , мм)	9000 (1 = 200)	900 (1 = 90)	500 (1 = 50)
δ_r , мкм	4	3	3
Габаритні розміри, мм			
$D_{кор}$	320	195	160
D_ϕ	375	235	—
$L_{кор}$	345	215	154
L	845,5	620	427

Примітки:

* В чисельнику показана частота обертання при пластичному, а в знаменнику – при повітряно-крапельному змащуванню;

** ВМШ призначений для шліфувальних робіт; P_H – номінальна потужність;

Позначено: M_H – номінальний момент; n_{max} – максимальна частота обертання; F_{max} – допустиме навантаження на вильоті l ; δ_r – радіальне биття у торця; $D_{кор}$ – посадковий діаметр корпусу; D_ϕ – діаметр фланця; $L_{кор}$ – довжина посадкового діаметра корпусу; L – загальна довжина ВМШ.

Всі ВМШ гама виконані за єдиною конструктивною схемою з деякими відмінностями, пов'язаними з особливостями окремих підсистем і умовами експлуатації ВМШ.

Застосовувані синхронні електродвигуни фірми SIEMENS. Втрати при перетворенні електричної енергії в механічну виникають, в основному, в статорі двигуна, встановленому в корпус ВМШ, тому статор оснащений системою водяного охолодження. Передбачається автономна система охолодження, яка встановлюється поруч з верстатом, а в якості теплоносія використовується вода з антикорозійними присадками.

Необхідне відведення тепла повинно перевищувати потужність втрат і орієнтовно становити не менше $(0,1 \dots 0,2) \cdot P_{\text{ном}}$, де $P_{\text{ном}}$ – номінальна потужність електродвигуна.

Більш точні параметри втрат встановлюються постачальниками електродвигунів.

В діапазоні частот обертання від $n_{\text{ном}}$ до n_{max} розвивається постійна потужність, а момент зменшується.

Для всіх типорозмірів ВМШ використовуються гібридні керамічні підшипники кочення фірми FAG (кільця сталеві, тіла кочення – керамічні). Підвищення частоти обертання таких підшипників досягається, в першу чергу, завдяки зниженню відцентрових сил, а, отже, і сил тертя, що діють на тіла кочення внаслідок меншої (приблизно в 2,5 рази), ніж у сталі щільності. Застосовувана схема установки підшипників в гамі ВМШ показана на рис. 100.

Натяг в передній опорі регулюється пружинами 3, незалежно від навантаження і теплових явищ. Величина натягу вибирається відповідно до рекомендацій виробників підшипників. Зокрема, на ВМШ з конусом HSK-A100 натяг ~ 1600 Н. При

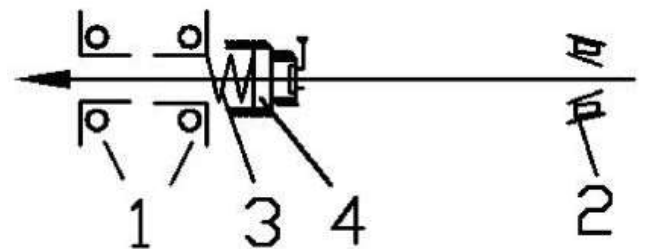


Рис. 100 Компоновка опор ШВ [2-1].

частотах обертання менше $0,5 n_{\text{max}}$, а також за великих навантажень натяг може бути збільшений за допомогою пневматичного циліндра 4 (приблизно в 1,5 рази) при подачі повітря під відповідним тиском.

Негативний вплив можливих перевантажень, до яких дуже чутливі високошвидкісні підшипники (особливо при відсутності обертання, через погіршення умов змащування) вдається мінімізувати, в першу чергу за рахунок розвиненої діагностики ВМШ.

Окремою задачею є вибір типу та технічних даних електродвигуна.

Шпиндельні вузли, зокрема й електрошпинделі, повинні бути адаптовані під певне інструментальне оснащення (інструментальні патрони, які наявні на ринку), тобто мати відповідну систему затиску, яка залежить в першу чергу від розміру шпинделя й максимальної частоти обертання. Система затиску повинна

забезпечити можливість встановити оправку, затиснути й утримати її при обробці (забезпечити зусилля, яке перевищує всі сили, що діють при різанні. Найчастіше для створення постійного зусилля застосовують пакет тарілчастих пружин.

Питання для самоперевірки

1. Що мають на увазі під назвою «електрошпиндель»?
2. Назвати типи швидкісних шпинделів (за засобом передачі обертання на шпиндель).
3. Назвати переваги прямого приводу
4. Які переваги мають радіально-упорні підшипники з точки зору використання у швидкісних ШВ?
5. Навести найуживаніші компоновки опор електрошпинделів і пояснити вибір підшипників
6. Чим зумовлені аксіальні зміщення шпинделя?
7. Назвати чинники вібрацій у високошвидкісних електрошпинделях? Яким чином його контролюють?
8. Як впливає частота обертання електрошпинделя на строк придатності консистентного мастила?
9. Чи застосовують консистентне мастило для змащування підшипників електрошпинделя?
10. Яким чином здійснюється охолодження інструмента й заготовки?
11. На які показники впливає довжина затиску інструмента? Довжина інструменту?
12. Як впливають розміри інструменту на резонансні частоти?
13. З якою метою прогрівають мотор-шпиндель перед роботою?
14. Назвати кілька фірм, що випускають електрошпинделі

Список літератури

1. Атлас шпиндельных узлов металлорежущих станков Методическое руководство для студентов III-VI курсов машиностроительного факультета (специальность 0501) всех форм обучения сост. С.И. Птицын, Г.И. Лазуткина. – Новосибирский электротехнический институт Новосибирск, 1985 – 38 с.
2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
3. Бушуев В.В. Практика конструирования машин: Справочник – М.: Машиностроение, 2006 – 448 с.
4. ГОСТ 18097-93 (ИСО 1708-8-89) Станки токарно-винторезные и токарные. Основные размеры. Нормы точности.
5. ДСТУ ISO 230-1:2019 (ISO 230-1:2012, IDT) Метод випробування верстатів. Частина 1. Геометрична точність верстатів в умовах роботи без навантаження та у квазістатичних умовах. Станки металорежущие. Схеми і способи измерения геометрических параметров
6. ГОСТ 8-82. Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность.
7. Детали и механизмы металлорежущих станков. Том 2 / под ред. Решетова Д.Н. – М.: Машиностроение, 1972. 520 с.
8. Караим И.П. Скоростные шпиндели внутришлифовальных станков. Станки и инструмент, 1978 №12 стр. 19...20.
9. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
10. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование. Учебное пособие для ВУЗов. – Мн.: Высшая школа, 1991. 382 с.
11. Левина З.М., Астафьев А.М. Расчеты при автоматизированном проектировании шпиндельных узлов. Станки и инструмент, 1987 №6 стр. 4-
12. Лизогуб В.А. Конструирование и расчет шпиндельных узлов, направляющих и механизмов подач металлорежущих станков. М. ВЗМИ. 1985. 88 с.
13. Лизогуб В.А. Научные основы конструирования технологии шпиндельных узлов металлорежущих станков. – М.: Научтехлитиздат, 2002. 128 с.
14. Методика конструирования шпиндельных узлов металлорежущих станков. // ЭИ Автоматические линии и металлорежущие станки, 1977, №21, реф. 98-99 с. 1-24.
15. Підшипники кочення. ч.2. Роликові підшипники. Навчальний наочний посібник [Електронний ресурс]: для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» уклад.: А. К. Скуратовський .–Електронні текстові дані 1 файл: 10,6 МБ– Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 52 с.
16. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс] : навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. А. К. Скуратовський. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,94 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.

17. Подшипники качения. Справочник-каталог. / под редакцией В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского – М.: Машиностроение. 1984. 280 с.
18. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х томах т. Т. 1: Проектирование станков / А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др.; Под. общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.: ил.
19. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х томах. Том 2. Часть 1: Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др.; Под. общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.: ил.
20. Расчет и конструирование подшипниковых узлов качения в станкостроении. // ЭИ Автоматические линии и металлорежущие станки, 1980, №37, реф. 132-139, с. 1-27.
21. Расчетный анализ деформационных динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании. Методические указания. Сост. З.М. Левина, И.В. Горелик, И.А. Зверев и др. – М.: ЭНИМС, 1989, 64 с.
22. Справочник SKF по техобслуживанию подшипников <https://galp.com.ua/supload/cms/Catalogs/Technical/SKF-Bearing-maintenance-handbook-2018-ru-Logo.pdf> ТОРГОВИЙ ДІМ® ГалПідшипник www.galp.com.ua
23. Изделия SKF для технического обслуживания и смазочные материалы
Увеличение ресурса подшипников
24. Статичний розрахунок шпиндельних вузлів на опорах кочення. Частина 1 [Електронний ресурс]: методичні вказівки до виконання розрахунків у дипломних проектах та курсових проектах з дисциплін „Металорізальні верстати“, „Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва“, „Конструювання обладнання металообробних цехів“ для студентів напряму підготовки 6.050503, спеціальностей „Металорізальні верстати та системи“ та „Інструментальне виробництво“ і спеціальностей 7.05050201, 8.05050201 „Технологія машинобудування“ / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: І. І. Верба, О. В. Даниленко. – Електронні текстові дані (1 файл: 3,20 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 104 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/24448>
25. Фигатнер А.М. Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков. Серия С-1, „Станкостроение“ М.: НИИмаш, 1981, 70 с.
26. Фигатнер А.М., Баклыков В.Г. Высокие режимы резания – новые шпиндельные узлы – новые подшипники качения. Станки и инструмент, 1991 №8 стр. 16-19.
27. Фигатнер А.М., Коршиков А.Г., Бакков В.Г. Обеспечение высокой быстроходности шпиндельных узлов на подшипниках качения. Станки и инструмент, 1983 №4 стр. 15-17.
28. Фигатнер А.М., Парфенов И.В., Горелин И.Г. Повышение несущей способности высокоскоростных шпиндельных узлов. Станки и инструмент, 1985 №6 стр. 15-17.
29. Херниг В. Конструкция подшипниковых опор станков (FAG, Швейцария) Материалы технического совещания "Подшипники качения в станках".

30. Beischpiele aus der Praxis. Kugelfischer Georg Schäfer & Co. S. L., s. a. Var. pag., 3-125.
31. Die Walzlagerpraxis Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Erschman, Hasbargen, Weigand. 2. Aufl. Neu bearb. München – Wien, R. Oldenbourg Verb, 1978, 251-262.
32. Findeisen D. Methodisches Konstruieren von Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen (Teil I) “Konstruktion”, 1976, 28, 10, 377-385
33. Findeisen D. Methodisches Konstruieren von Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen (Teil II) “Konstruktion”, 1976, 28, 11, 435-442.
34. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. Т. IV - 7 / Б. И. Черпаков, О. И. Аверьянов, Г. А. Адоян и др.; Под ред. Б. И. Черпакова, - 2-е изд., испр. 2002. - 864 с., ил.
35. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. / Т.М.Авраамова, В.В.Бушуев, Л.Я.Гиловой и др.; под ред. В.В.Бушуева. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.

Список літератури частина 2

- 2-1. Бушуев В.В. Молодцов В.В. Высокоскоростные мотор-шпиндели приводов главного движения металлорежущих станков. // Вестник МГТУ Станкин, 2011, №3 (15) – с. 24-32 – URL:
http://stanoks.net/index.php?option=com_content&view=article&id=1502:2014-01-28-09-36-49&catid=49:articles&Itemid=192 17.03.2020
- 2-2. SIMODRIVE. Руководство по проектированию. ECO-Моторшпиндель2SP1. – [Электронный ресурс] – SIEMENS, Изд. 02/2003 / RU – 134 с. – URL :
www.sinumeric.ru.
- 2-3. Сайт IBAG Switzerland AG www.ibag.ch, www.ibag-hsc.de.
- 2-4. Сайт Bosch Rexroth. The Drive & Control Company
www.boschrexroth.com.ua (Bosch, Rexroth, Indramat)
- 2-5. The Book-of-Spindles. Spindle Facts. DYNOMAX – URL : www.DYNOSPINDLES.com
- 2-6. Heinz Fiege GmbH & Co.KG, Heinz Fiege – Spindel- und Abrichttechnik
- 2-7. Сайт [FISCHER SPINDLE GROUP www.fischerprecise.com](http://www.fischerprecise.com) (FISCHER FORTUNA GmbH, шліфувальні електрошпинделі)
- 2-8. Каталог Siemens PM 21, 2011 г – URL : www.siemens.ru/iadt

- 2-9. Устройство и конструкция высокоскоростного электрошпинделя. По материалам IBAG Switzerland AG и IBAG North America – URL: http://www.sergeev-hsc.de/media/DIR_65814/c219c0b38f472e1bffff824affffff0.pdf
- 2-10. Область применения IBAG Switzerland AG HSC – URL: http://www.precise-rotation.ru/IBAG_Sw/ibag_shpindeli.pdf
- 2-11. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Конструирование мехатронных модулей: Учебник. – М.: Изд-во „СТАНКИН“, 2005. – 368 с.
- 2-12. Сергеева Е. Высокоскоростная обработка hsc (high speed cutting): современное состояние вопроса (HSC Consulting) – URL: <http://www.mashportal.ru/technologies-3143.aspx>